



**Universidad**  
Zaragoza

## Trabajo Fin de Grado

### Cálculo y análisis de una plataforma elevadora telescópica Calculation and analysis of a telescopic lifting platform

Autor

Daniel Bernad Langa

Director

Paula María Canalís Martínez

ESCUELA DE INGENIERÍA Y  
ARQUITECTURA 2021



## **AGRADECIMIENTOS**

A mi familia, por apoyarme en todo momento e inculcarme unos valores de los que hoy en día puedo presumir.

A mis amigos, por hacerme sentir afortunado al saber que siempre los tendré al lado y podré contar con ellos.

Y sobre todo, a Paula por ayudarme en todo lo posible y aguantarme día tras día en este largo pero bonito proceso.



# **Cálculo y análisis de una plataforma elevadora telescópica**

## **RESUMEN**

El objetivo de este trabajo de fin de grado será el dimensionado del brazo de una plataforma elevadora telescópica, así como el de todos los componentes y uniones que se involucran en el sustento del mismo para su posterior simulación en el programa “*SolidWorks*”.

Para alcanzar el objetivo se abordarán problemas tales como el cálculo estructural, dimensionamiento de las principales partes estudiadas de la plataforma y el estudio de los posibles sistemas de accionamiento de la misma. Se usarán herramientas como el análisis de tensiones y esfuerzos y el diseño por resistencia estática.

El primer paso será el análisis de las acciones que recaen sobre la cesta y los tres tramos del brazo telescópico que componen la estructura móvil de la plataforma. Una vez conozcamos sus dimensiones podremos comenzar con el estudio de la fuerza máxima a ejercer por el cilindro hidráulico principal que mueve el brazo telescópico. Para ello, deberemos hacer un barrido de todas las posibles posiciones de la máquina, desde los  $-5^\circ$  en donde el brazo telescópico está en reposo, hasta los  $80^\circ$  donde este alcanza su máxima inclinación. Una vez sepamos cuál es la máxima fuerza que ejerce el cilindro sobre el brazo y la posición en la que esto ocurre, podremos comenzar con el diseño del propio cilindro hidráulico. Estudiaremos también el diseño de tres uniones diferentes, la unión entre el cilindro y el brazo, la unión entre el cilindro y la base y finalmente la unión entre la base y el brazo.

Llegados a este punto podremos comenzar con el modelado de todos los componentes estudiados hasta el momento para su posterior ensamblaje y finalmente haremos un análisis de la estructura utilizando la herramienta “*SolidWorks Simulation*”. Estudiaremos las tensiones y los desplazamientos que se dan en los componentes del brazo telescópico y la base y recabaremos todos los resultados obtenidos en el programa.



# Índice

<b>Lista de Figuras .....</b>	<b>7</b>
<b>Lista de Tablas.....</b>	<b>9</b>
<b>Introducción.....</b>	<b>11</b>
1.2    Ámbito. ....	11
1.3    Objetivos. ....	12
1.4    Metodología. ....	13
<b>Análisis del brazo telescópico. ....</b>	<b>15</b>
2.1    Tramo del brazo telescópico N.º 3. ....	16
2.2    Tramo del brazo telescópico N.º 2. ....	20
2.3    Tramo del brazo telescópico N.º 1. ....	24
<b>Análisis de los sistemas de accionamiento.....</b>	<b>29</b>
3.1    Fuerza máxima. ....	30
3.2    Cilindro hidráulico principal. ....	32
<b>Análisis de las uniones. ....</b>	<b>35</b>
4.1    Unión entre el cilindro hidráulico y el brazo telescópico. ....	36
4.2    Base de la estructura móvil. ....	38
<b>Simulación.....</b>	<b>41</b>
5.1    Simulación de la base.....	42
5.2    Simulación del brazo telescópico.....	46
<b>Resultados y conclusiones.....</b>	<b>49</b>
<b>Bibliografía. ....</b>	<b>51</b>
<b>Anexos .....</b>	<b>53</b>
<b>A. Dimensionamiento de los tramos del brazo telescópico. ....</b>	<b>55</b>
A.1.    Dimensionamiento del brazo N.º 3. ....	55
A.2.    Dimensionamiento del brazo N.º 2. ....	60
A.3.    Dimensionamiento del brazo N.º 1. ....	63
<b>B. Cálculo de la fuerza máxima ejercida por el cilindro hidráulico.....</b>	<b>67</b>
B.1    Cálculo de la fuerza a ejercer por el cilindro hidráulico en la posición más desfavorable .....	67
B.2    Cálculo de la fuerza de inercia y total a ejercer por el cilindro hidráulico. ....	70

<b>C. Dimensionamiento del cilindro hidráulico.....</b>	<b>73</b>
C.1. Dimensionamiento del pistón. ....	73
C.2. Dimensionamiento del vástago.....	75
C.3. Dimensionamiento de la camisa. ....	79
<b>D. Dimensionamiento de la unión entre el cilindro y el brazo telescópico.....</b>	<b>81</b>
D.1. Dimensionamiento del diámetro del bulón.....	81
D.2. Dimensionamiento del espesor de las orejetas.....	82
D.3. Dimensionamiento del ancho de las orejetas. ....	83
<b>E. Dimensionamiento de la unión entre el cilindro hidráulico y la base. ....</b>	<b>87</b>
E.1. Dimensionamiento del diámetro del bulón.....	87
E.2. Dimensionamiento del espesor de la base. ....	88
<b>F. Dimensionamiento de la unión entre el brazo telescópico y la base. ....</b>	<b>89</b>
F.1. Dimensionamiento del diámetro del bulón.....	89
F.2. Dimensionamiento del espesor de la base. ....	92
F.3. Dimensionamiento del ancho de la base. ....	93



# Lista de Figuras

Figura 2.1: Componentes de la plataforma estudiados en el análisis del brazo telescópico. ....	15
Figura 2.2: Diagrama de sólido libre del tramo de brazo telescópico N.º 3.....	17
Figura 2.3: Gráfica de los esfuerzos en el empotramiento sobre el tramo de brazo telescópico N.º 3.....	18
Figura 2.4: Perspectiva caballera del tramo de brazo telescópico N.º 3. ....	19
Figura 2.5: Perfil del tramo de brazo telescópico N.º 3.....	19
Figura 2.6: Diagrama de sólido libre del tramo de brazo telescópico N.º 2.....	21
Figura 2.7: Gráfica de los esfuerzos en el empotramiento sobre el tramo de brazo telescópico N.º 2.....	22
Figura 2.8: Perspectiva caballera del tramo de brazo telescópico N.º 2. ....	23
Figura 2.9: Perfil acotado del tramo de brazo telescópico N.º 2. ....	23
Figura 2.10: Diagrama de sólido libre del tramo de brazo telescópico N.º 1. ....	25
Figura 2.11: Gráfica de los esfuerzos en el empotramiento sobre el tramo de brazo telescópico N.º 1....	26
Figura 2.12: Perspectiva caballera del tramo de brazo telescópico N.º 1. ....	27
Figura 2.13: Perfil acotado del tramo de brazo telescópico N.º 1. ....	27
Figura 3.1: Componentes de la plataforma estudiados en el análisis de los sistemas de accionamiento. .	30
Figura 3.2: Gráfica de las fuerzas totales del cilindro hidráulico en función de la posición.....	31
Figura 4.1: Componentes de la plataforma estudiados en el análisis de uniones. ....	35
Figura 4.2: Perspectiva caballera de las orejetas.....	37
Figura 4.3: Perfil acotado de las orejetas.....	37
Figura 4.4: Diagrama de sólido libre de la base.....	38
Figura 4.5: Perspectiva caballera de la base. ....	40
Figura 4.6: Perfil acotado de la base. ....	40
Figura 5.1: Aplicación de las fuerzas a la base en “SolidWorks”. ....	42
Figura 5.2: Disposición de tensiones de la base en la posición de 0º. ....	43
Figura 5.3: Disposición de desplazamientos de la base en la posición de 0º. ....	43
Figura 5.4: Disposición de tensiones de la base en la posición de 40º. ....	44
Figura 5.5: Disposición de desplazamientos de la base en la posición de 40º. ....	44
Figura 5.6: Disposición de tensiones de la base en la posición de 80º. ....	45
Figura 5.7: Disposición de desplazamientos de la base en la posición de 80º. ....	45
Figura 5.8: Aplicación de las fuerzas al brazo telescópico en “SolidWorks”. ....	46
Figura 5.10: Disposición de tensiones en las orejetas del brazo telescópico en la posición de 40º.....	47
Figura 5.11: Disposición de desplazamientos del brazo telescópico en la posición de 40º. ....	47
Figura 5.12: Disposición de tensiones en las orejetas del brazo telescópico en la posición de 80º.....	48
Figura 5.13: Disposición de desplazamientos del brazo telescópico en la posición de 80º. ....	48
Figura A.1: Diagrama de sólido libre del tramo de brazo telescópico N.º 3.....	58
Figura A.2: Diagrama de esfuerzos del tramo de brazo telescópico N.º 3.....	58

Figura A.3: Distribución de tensiones normales y tangenciales en un perfil rectangular. ....	59
Figura A.3: Diagrama de sólido libre del tramo de brazo telescópico N.º 2. ....	61
Figura A.4: Diagrama esfuerzos del tramo de brazo telescópico N.º 2. ....	62
Figura A.5: Diagrama de sólido libre del brazo telescópico N.º 1. ....	64
Figura A.6: Diagrama esfuerzos del tramo de brazo telescópico N.º 1. ....	65
 Figura B.1: Diagrama sólido libre del brazo telescópico. ....	 68
 Figura C.1: Inclinación máxima del brazo telescópico y del cilindro hidráulico. ....	 76
Figura C.2: Tabla de elección de factor de pandeo. ....	77
Figura C.3: Gráfica de elección del vástago del cilindro hidráulico. ....	77
 Figura D.1: Fuerzas actuando sobre las orejetas en la posición más desfavorable. ....	 84
Figura D.2: Diagrama de esfuerzos de las orejetas. ....	95
Figura D.3: Distribución de tensiones en el perfil de las orejetas. ....	96
 Figura F.1: Diagrama de sólido libre del brazo telescópico a 80° con fuerzas de inercia. ....	 91
Figura F.2: Diagrama de sólido libre del brazo telescópico a 0° con fuerzas de inercia. ....	94
Figura F.3: Diagrama de sólido libre de la base. ....	95
Figura F.4: Diagrama de esfuerzos de la base. ....	95
Figura F.5: Distribución de tensiones en el perfil de la base. ....	96

# Lista de Tablas

Tabla 2.1: Fuerzas de inercia del brazo telescópico N.º 3 y de la cesta.....	17
Tabla 2.2: Esfuerzos y tensiones sobre el tramo de brazo telescópico N.º 3.....	18
Tabla 2.3: Fuerzas de inercia del brazo telescópico N.º 2. ....	21
Tabla 2.4: Esfuerzos y tensiones sobre el tramo de brazo telescópico N.º 2.....	22
Tabla 2.5: Fuerzas de inercia del brazo telescópico N.º 1. ....	25
Tabla 2.6: Esfuerzos y tensiones sobre el tramo de brazo telescópico N.º 1. ....	26
Tabla 3.1: Fuerzas totales del cilindro hidráulico en función de la posición. ....	31
Tabla 4.1: Esfuerzos en las orejetas de la unión entre el cilindro hidráulico y el brazo telescópico. ....	36
Tabla 4.2: Esfuerzos en la base de la estructura móvil de la plataforma. ....	39
Tabla C.1: Resultados del cálculo del espesor de la camisa a través del método de pared gruesa. ....	80



# Capítulo 1

## Introducción

El mundo de la mecánica abarca muchísimas modalidades de estudio diferentes y el ámbito de las grúas y plataformas elevadoras no se escapa a ella. El diseño de ellas ha avanzado a pasos agigantados en los últimos años y hoy en día es posible modelizar una máquina como la de nuestra índole pieza por pieza en programas para finalmente unirlos y poder simular sus reacciones tanto estática como dinámicamente.

Eso será, en menor medida, lo que intentaremos hacer en este trabajo, teniendo como referencia en cuanto a elementos de estudio y dimensiones una plataforma elevadora telescópica de la marca JLG con modelo 860SJ.

### 1.2 Ámbito.

Las plataformas elevadoras móviles de personal (PEMP) son máquinas móviles destinadas a desplazar personal para efectuar trabajos en altura de distinta índole, principalmente montajes, reparaciones, inspecciones u otro tipo de trabajos similares. Estas suelen estar constituidas por una plataforma de trabajo y una estructura extensible sobre un chasis.

El ámbito de las plataformas elevadoras móviles es muy variado y extenso en cuanto a tipos se refiere. Podemos distinguirlas de tres formas diferentes según los sistemas que posean. La primera forma de distinguirlas será según el tipo de sistema de elevación con el que cuente la máquina:

- Plataformas de tijera.
- Plataformas articuladas.
- Plataformas telescópicas.
- Elevadores con mástil.

La segunda forma será según su sistema de traslación, es decir según la forma en la que la máquina se mueve de un lugar a otro:

- Plataformas sobre camión.
- Plataformas autopropulsadas.
- Plataformas remolcables.
- Plataformas sin tracción.
- Plataformas sobre oruga.
- Plataformas sobre furgón.

Por último, podremos diferenciarlas según el tipo de motor que tengan:

- Plataformas elevadoras eléctricas.
- Plataformas elevadoras diésel.
- Plataformas elevadoras híbridas.

La máquina con la que nosotros llevaremos a cabo el estudio será una plataforma elevadora telescópica autopropulsada con un motor diésel, en concreto, tomaremos como ejemplo una JLG 860SJ como se ha mencionado anteriormente.

## 1.3 Objetivos.

El objetivo principal del presente trabajo de fin de grado será modelizar la estructura móvil de una plataforma elevadora para finalmente simular las tensiones y deformaciones que presentará en cada una de las posibles posiciones de la máquina. Los objetivos específicos que se plantearán a lo largo del trabajo son los siguientes:

- Dimensionado de los tramos del brazo telescópico que forman la estructura móvil de la plataforma.
- Dimensionado del sistema de accionamiento de la estructura móvil.
- Dimensionado de la base de la estructura móvil.
- Dimensionado de las uniones entre los elementos.
- Modelado de las piezas en “*SolidWorks*”.
- Llevar a cabo la simulación de la estructura en sus posibles posiciones de trabajo.

## 1.4 Metodología.

Gran parte del trabajo estará regido por el diseño por resistencia estática teniendo en cuenta en según qué apartados las fuerzas inerciales como aproximación a la dinámica.

En primer lugar, haremos un análisis de tensiones y esfuerzos de los tramos del brazo telescópico para posteriormente dimensionarlos atendiendo al método nombrado previamente.

Posteriormente haremos un repaso de todas las fuerzas que tendrá que ejercer el cilindro hidráulico principal sobre el brazo y nos quedaremos con la mayor de las calculadas, dimensionaremos el pistón y al vástago, y una vez conozcamos la presión a la que trabajará podremos dimensionar el espesor de la camisa mediante el método de pared gruesa.

Finalmente estudiaremos las uniones entre los elementos principales. De nuevo haremos un análisis de tensiones y dimensionaremos atendiendo al diseño por resistencia estática los bulones o pasadores mediante el fallo por cortadura, el espesor de las orejetas mediante el fallo por aplastamiento y por último el ancho de las orejetas mediante fallo por flexión compuesta.

Conociendo los parámetros dimensionales más importantes de cada una de las piezas, nos podremos manos a la obra con el modelado de estas en “*SolidWorks*”. Una vez modeladas las ensamblaremos todas en un mismo archivo para realizar el análisis de tensiones y deformaciones gracias a la herramienta “*SolidWorks Simulation*”.





# Capítulo 2

## Análisis del brazo telescópico.

El brazo telescópico que sustenta la cesta estará dividido en tres partes diferentes y cada una de ellas tendrá un perfil que definiremos en el dimensionado más adelante. Los tres perfiles estarán compuestos de acero estructural de alta resistencia, cuyo proceso de fabricación es un laminado en caliente para su posterior conformado en frío.

Previamente a cualquier cálculo, deberemos definir todos y cada uno de los elementos que entrarán en juego en este capítulo. A continuación, enumeraremos los elementos más importantes del brazo telescópico de nuestra plataforma que serán parte del estudio de este trabajo y los ubicaremos en una imagen.

1. Tramo del brazo telescópico N.º 1.
2. Tramo del brazo telescópico N.º 2.
3. Tramo del brazo telescópico N.º 3.
4. Plumín.
5. Cesta.



Figura 2.1: Componentes de la plataforma estudiados en el análisis del brazo telescópico.

## 2.1 Tramo del brazo telescópico N.º 3.

En este apartado analizaremos todas las fuerzas que actúan sobre el tramo del brazo telescópico número tres para posteriormente calcular las tensiones y esfuerzos máximos que se darán en el empotramiento con el brazo número dos.

Esta barra está conectada a la cesta mediante un cuarto brazo articulado llamado plumín. Para hacer el estudio más sencillo, tomaremos el plumín como una extensión del brazo número tres, así pues, lo dimensionaremos como si la cesta estuviera anclada rígidamente a él.

Además de lo ahora mencionado, despreciaremos los tramos de los brazos dos y tres que no quedan desplegados por seguridad una vez el brazo telescópico alcanza su máxima longitud. Es decir, la suma de la longitud de los tres brazos será la longitud total del brazo telescópico sin contar con la anchura de la cesta.

Una vez hayamos calculado las tensiones sobre la barra en todas las posiciones posibles de la misma, utilizaremos el método de diseño por resistencia estática para asegurarnos de que el perfil utilizado que ahora citaremos cumple con un coeficiente de seguridad mínimo de dos.

Citaremos ahora las dimensiones y datos más importantes acerca del brazo:

- Perfil del brazo N.º 3:

$$PERFIL\ 3 : \#120 .100 .7$$

- Longitud del brazo telescópico N.º 3:

$$L_3 = 7\ m$$

- Límite elástico:

$$\sigma_f = 700\ MPa$$

- Carga permanente distribuida del peso propio del brazo telescópico N.º 3:

$$q_{CP3} = 226,1\ N/m$$

- Dimensiones de la cesta:

$$A \times L = 1m \times 2,5m$$

- Peso total de la cesta (carga máxima y peso propio):

$$m_{cesta} = 330\ kg$$

Las fuerzas principales sobre este tramo serán la fuerza cortante aplicada en el extremo del brazo debida al peso de la cesta y su fuerza de inercia, el momento creado debido a la excentricidad entre el centro de gravedad de la cesta y su anclaje rígido con el extremo del brazo, la carga distribuida del peso propio a lo largo del brazo y la fuerza inercial del brazo. Todas ellas se recogen en el siguiente diagrama de sólido libre:

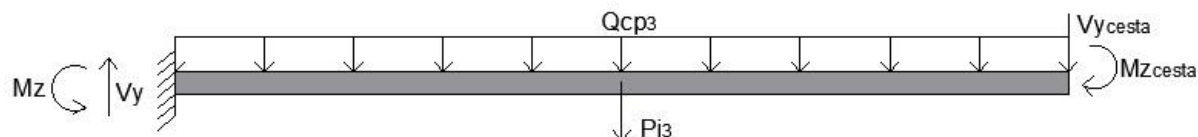


Figura 2.2: Diagrama de sólido libre del tramo de brazo telescópico N.º 3.

Si observamos el diagrama de sólido libre podemos observar que aparece la fuerza de inercia necesaria para mover el brazo. Podríamos llegar a despreciarlas dado que sus valores no son demasiado altos, pero finalmente hemos decidido calcularlas en función a las diferentes posiciones de la máquina.

Resultaremos con ella teniendo como dato la velocidad máxima del cilindro de 0,4 m/s atendiendo a la normativa UNE-EN 280 que recoge los criterios de diseño de plataformas elevadoras. Con ella deberemos hallar la velocidad lineal del brazo y posteriormente su aceleración angular aproximando un tiempo de arranque de 0,5 segundos. Terminaremos con el cálculo de las aceleraciones y las fuerzas de inercia de la cesta y el tramo N.º 3. Todos los cálculos al respecto se pueden consultar en el Anexo A.

$\alpha$ (grad)	$v$ (m/s <sup>2</sup> )	$\omega$ (rad)	$\alpha$ (rad/s <sup>2</sup> )	$a_3$ (m/s <sup>2</sup> )	$a_{cesta}$ (m/s <sup>2</sup> )	$P_{i3}$ (N)	$P_{icesta}$ (N)
-5º	0,077	0,025	0,050	0,869	1,068	140,371	352,377
0º	0,076	0,025	0,049	0,858	1,054	138,597	347,924
5º	0,075	0,024	0,048	0,841	1,034	135,878	341,098
10º	0,073	0,023	0,047	0,819	1,006	132,273	332,050
15º	0,070	0,023	0,045	0,792	0,973	127,844	320,930
20º	0,067	0,022	0,043	0,759	0,933	122,648	307,886
25º	0,064	0,021	0,041	0,723	0,888	116,744	293,065
30º	0,060	0,019	0,039	0,682	0,838	110,189	276,611
35º	0,057	0,018	0,036	0,638	0,784	103,040	258,665
40º	0,052	0,017	0,034	0,590	0,725	95,351	239,362
45º	0,048	0,015	0,031	0,540	0,663	87,175	218,839
50º	0,043	0,014	0,028	0,486	0,598	78,565	197,224
55º	0,038	0,012	0,025	0,431	0,529	69,572	174,648
60º	0,033	0,011	0,021	0,373	0,458	60,245	151,235
65º	0,028	0,009	0,018	0,314	0,385	50,635	127,109
70º	0,022	0,007	0,014	0,253	0,310	40,789	102,393
75º	0,017	0,005	0,011	0,190	0,234	30,755	77,205
80º	0,011	0,004	0,007	0,127	0,157	20,581	51,665

Tabla 2.1: Fuerzas de inercia del brazo telescópico N.º 3 y de la cesta.

A continuación, mostraremos en una tabla los resultados obtenidos a través de nuestra hoja de cálculo, de los esfuerzos y tensiones máximos situados en el empotramiento para cada una de las posiciones de la máquina. Los cálculos concretos realizados para dar con los resultados que ahora mostraremos se reflejan en el Anexo A.

$\alpha$ (grad)	$N_x$ (N)	$V_y$ (N)	$M_z$ (Nm)	$\sigma$ (Mpa)	$\tau_{\max}$ (Mpa)	Cs
-5°	-462,73	5289,28	32810,23	335,85	167,92	2,08
0°	0	5303,26	32889,10	336,49	168,24	2,08
5°	461,37	5273,57	32710,27	334,82	167,41	2,09
10°	917,04	5200,83	32277,49	330,55	165,27	2,11
15°	1362,81	5086,09	31597,08	323,75	161,87	2,16
20°	1794,67	4930,82	30677,81	314,49	157,24	2,22
25°	2208,83	4736,86	29530,66	302,90	151,45	2,31
30°	2601,77	4506,39	28168,66	289,10	144,55	2,42
35°	2970,23	4241,93	26606,67	273,24	136,62	2,56
40°	3311,29	3946,24	24861,14	255,50	127,75	2,73
45°	3622,33	3622,33	22949,91	236,06	118,03	2,96
50°	3901,10	3273,41	20891,97	215,10	107,55	3,25
55°	4145,69	2902,84	18707,19	192,83	96,41	3,63
60°	4354,56	2514,10	16416,15	169,46	84,73	4,13
65°	4526,54	2110,75	14039,83	145,21	72,60	4,82
70°	4660,80	1696,39	11599,454	120,29	60,14	5,81
75°	4756,89	1274,60	9116,21	94,91	47,45	7,37
80°	4814,71	848,96	6611,11	69,30	34,65	10,09

Tabla 2.2: Esfuerzos y tensiones sobre el tramo de brazo telescópico N.º 3.

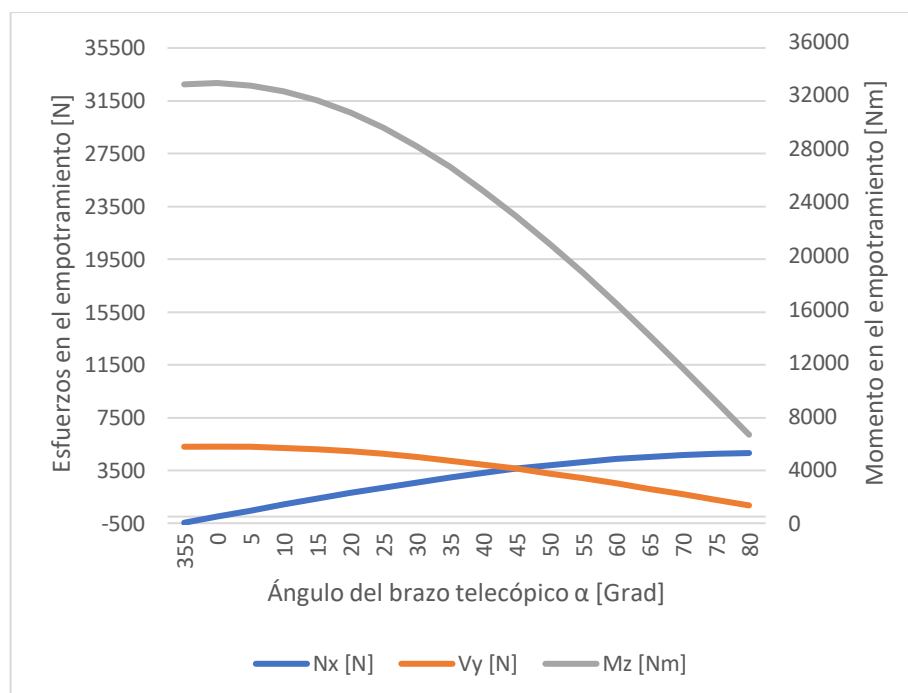


Figura 2.3: Gráfica de los esfuerzos en el empotramiento sobre el tramo de brazo telescópico N.º 3.

Como podemos observar en la tabla, a medida que el brazo telescópico se inclina, los esfuerzos cortantes disminuyen y con ellos los momentos sobre la barra, mientras que los esfuerzos axiales aumentan debido a que los pesos de los componentes se van alineando con el eje de la barra. Esto ocurrirá de la misma manera en el estudio de los otros dos brazos.

Utilizando el método de diseño por resistencia estática, el coeficiente de seguridad resultante de los cálculos con un perfil de #120. 100. 7 es de 2,08, por lo tanto, el perfil escogido cumple con las medidas de seguridad impuestas desde un principio.

Por último, expondremos unas imágenes en referencia al modelado de la pieza que estamos estudiando hechas con el programa “*SolidWorks*”.

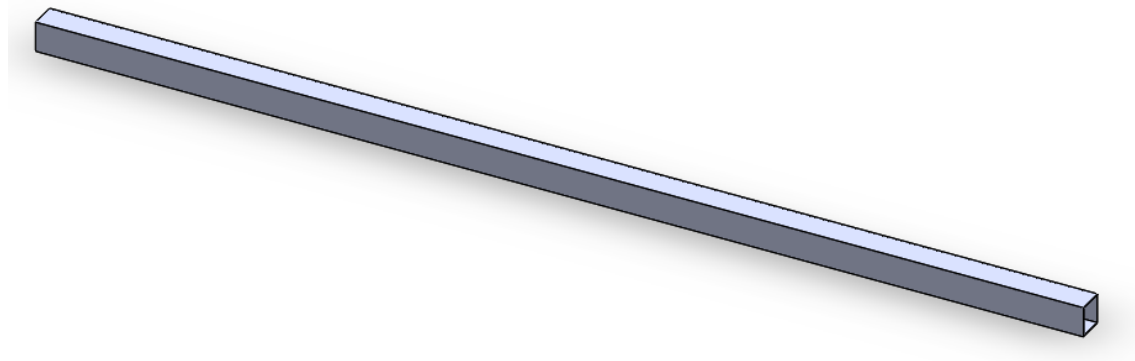


Figura 2.4: Perspectiva caballera del tramo de brazo telescópico N.º 3.

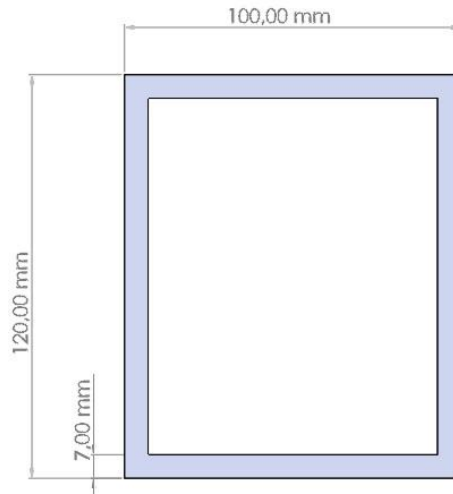


Figura 2.5: Perfil del tramo de brazo telescópico N.º 3.

## 2.2 Tramo del brazo telescópico N.º 2.

De la misma forma que en el apartado anterior, analizaremos los esfuerzos y tensiones provocados en este tramo y lo dimensionaremos de tal forma que cumpla con un coeficiente de seguridad 2.

A la hora de dimensionar los perfiles de cada uno de los tramos, deberemos dejar una holgura entre los perfiles para introducir los patines de deslizamiento que van entre los brazos. Estos patines son unos plásticos con forma rectangular que están unidos a las caras interiores de un brazo que recoge a otro, sirven básicamente para que no exista fricción entre los diferentes tramos del brazo telescópico y hay que cambiarlos periódicamente cuando están demasiado desgastados.

Expondremos nuevamente los parámetros más importantes del brazo:

- Perfil del brazo N.º 2:

$$PERFIL\ 2 : \#160 .140 .7$$

- Longitud del brazo telescópico N.º 2:

$$L_2 = 4,5\ m$$

- Límite elástico:

$$\sigma_f = 700\ MPa$$

- Carga permanente distribuida del peso propio del brazo telescópico N.º 2:

$$q_{CP2} = 313,91\ N/m$$

- Espesor de los patines entre el brazo N.º 2 y el brazo N.º 3:

$$e_{patín} = 13\ mm$$

A la hora de hacer el análisis de la barra, deberemos tener en cuenta los esfuerzos transmitidos en el extremo desde la barra tres, además del peso propio y la fuerza de inercia necesaria para moverlo. Haremos un diagrama de sólido libre en la posición de  $0^\circ$  con la horizontal para ilustrar todas las fuerzas.

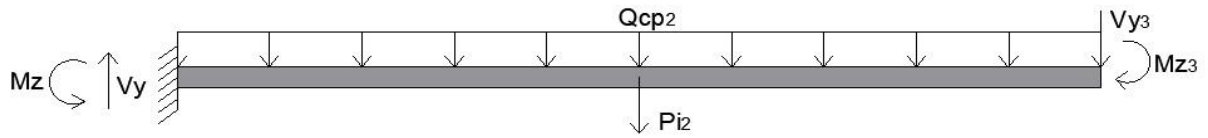


Figura 2.6: Diagrama de sólido libre del tramo de brazo telescópico N.º 2.

De nuevo, hemos tenido que calcular la aceleración del centro de gravedad del brazo N.º 2 para así conocer su fuerza de inercia. Recogeremos en la siguiente tabla los resultados mencionados:

$\alpha$ (grad)	$v(m/s^2)$	$\omega$ (rad)	$\alpha$ (rad/s <sup>2</sup> )	$a_2$ (m/s <sup>2</sup> )	$P_{i2}$ (N)
-5º	0,077	0,025	0,050	0,584	84,118
0º	0,076	0,025	0,049	0,576	83,055
5º	0,075	0,024	0,048	0,565	81,426
10º	0,073	0,023	0,047	0,550	79,266
15º	0,070	0,023	0,045	0,531	76,611
20º	0,067	0,022	0,043	0,510	73,497
25º	0,064	0,021	0,041	0,485	69,959
30º	0,060	0,019	0,039	0,458	66,032
35º	0,057	0,018	0,036	0,428	61,747
40º	0,052	0,017	0,034	0,396	57,140
45º	0,048	0,015	0,031	0,362	52,240
50º	0,043	0,014	0,028	0,327	47,081
55º	0,038	0,012	0,025	0,289	41,691
60º	0,033	0,011	0,021	0,250	36,102
65º	0,028	0,009	0,018	0,211	30,343
70º	0,022	0,007	0,014	0,170	24,443
75º	0,017	0,005	0,011	0,128	18,430
80º	0,011	0,004	0,007	0,086	12,333

Tabla 2.3: Fuerzas de inercia del brazo telescópico N.º 2.

A continuación, mostramos los resultados de los esfuerzos y tensiones máximas que se dan en el empotramiento del brazo, los cálculos pertinentes se recogen en el Anexo A.

$\alpha$ (grad)	$N_x$ (N)	$V_y$ (N)	$M_z$ (Nm)	$\sigma$ (Mpa)	$\tau_{\max}$ (Mpa)	Cs
-5º	-593,18	6780,32	59966,84	317,66	158,83	2,20
0º	0,00	6798,92	60119,02	318,32	159,16	2,20
5º	591,59	6761,92	59790,14	316,72	158,36	2,21
10º	1176,11	6670,04	58986,96	312,62	156,31	2,24
15º	1748,25	6524,57	57721,09	306,06	153,03	2,29
20º	2302,95	6327,31	56008,61	297,13	148,56	2,36
25º	2835,40	6080,53	53869,79	285,94	142,97	2,45
30º	3341,09	5786,94	51328,68	272,61	136,30	2,57
35º	3815,89	5449,66	48412,75	257,29	128,64	2,72
40º	4256,03	5072,13	45152,49	240,14	120,07	2,92
45º	4658,14	4658,14	41580,98	221,33	110,66	3,16
50º	5019,29	4211,68	37733,44	201,04	100,52	3,48
55º	5336,99	3737,00	33646,84	179,49	89,74	3,90
60º	5609,19	3238,46	29359,44	156,85	78,43	4,46
65º	5834,30	2720,58	24910,33	133,35	66,68	5,25
70º	6011,19	2187,89	20339,09	109,19	54,60	6,41
75º	6139,17	1644,98	15685,29	84,58	42,29	8,28
80º	6218,01	1096,40	10988,17	59,73	29,87	11,72

Tabla 2.4: Esfuerzos y tensiones sobre el tramo de brazo telescópico N.º 2.

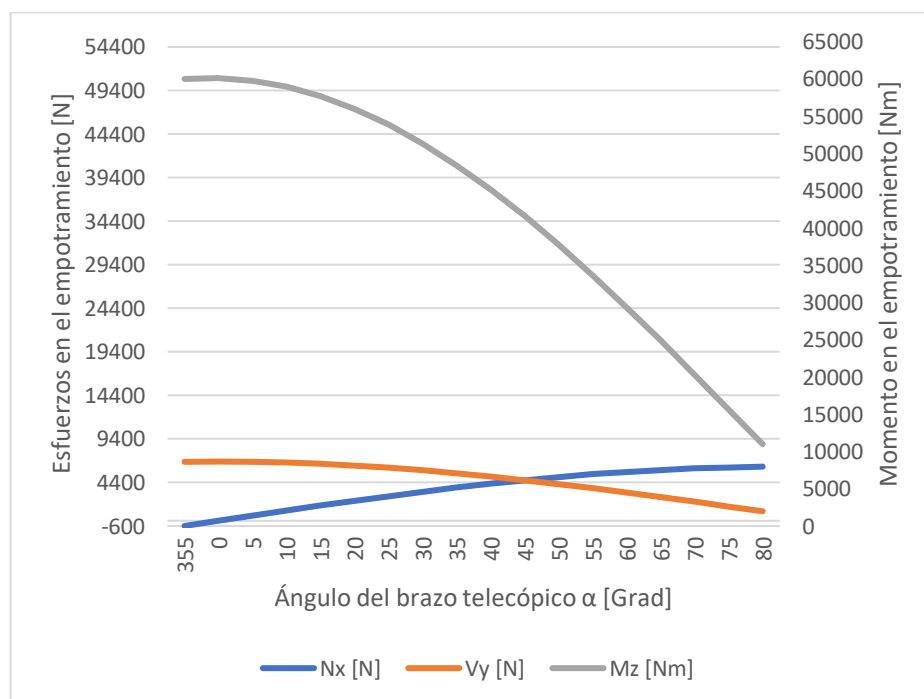


Figura 2.7: Gráfica de los esfuerzos en el empotramiento sobre el tramo de brazo telescópico N.º 2.



El perfil utilizado para el cálculo es válido cumpliendo el coeficiente de seguridad fijado desde un principio con un 2,2 y de igual manera que en el apartado anterior, la posición más desfavorable sigue siendo la de 0°.

Mostraremos ahora un par de imágenes el proceso de modelado del brazo número dos:

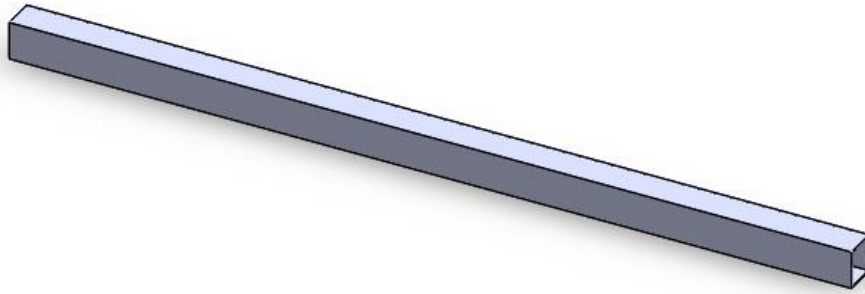


Figura 2.8: Perspectiva caballera del tramo de brazo telescópico N.º 2.

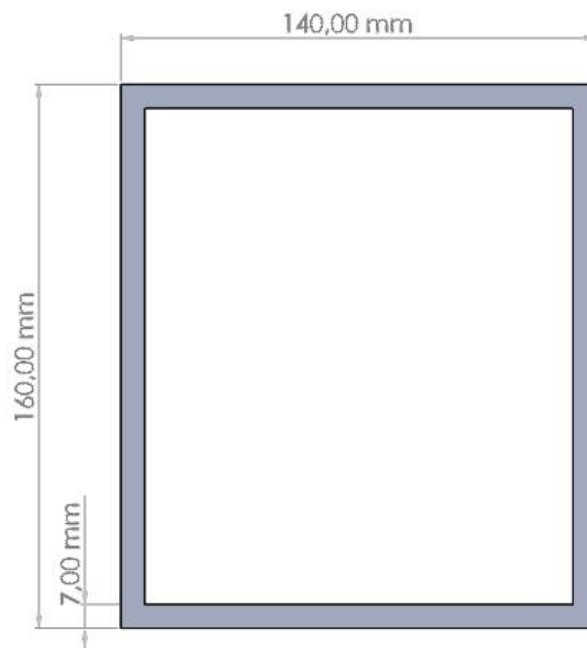


Figura2.9: Perfil acotado del tramo de brazo telescópico N.º 2.

## 2.3 Tramo del brazo telescópico N.º 1.

Este tramo de brazo telescópico ya no estará empotrado como los otros dos que hemos estudiado con anterioridad, si no que este se encontrará biapoyado sobre la unión articulada con el cilindro hidráulico y la unión con la base. Para el cálculo de las tensiones y esfuerzos sobre esta barra deberemos resultar previamente con las reacciones que se dan sobre los dos apoyos.

Al igual que en los anexos anteriores diseñaremos este tramo utilizando el método de diseño por resistencia estática y analizando barra en el punto de máxima tensión, el cual se situará en la unión con el cilindro.

- Perfil del brazo N.º 1:

$$PERFIL\ 1 : \#200 .180 .9$$

- Longitud del brazo telescópico N.º 1:

$$L_1 = 9,5\ m$$

- Límite elástico:

$$\sigma_f = 700\ MPa$$

- Carga permanente distribuida del peso propio del brazo telescópico N.º 1:

$$q_{CP1} = 510,85\ N/m$$

- Espesor de los patines entre el brazo N.º 1 y el brazo N.º 2:

$$e_{patín} = 11\ mm$$

De la misma manera que hemos venido haciendo hasta ahora, mostraremos una imagen del diagrama de sólido libre de la barra:

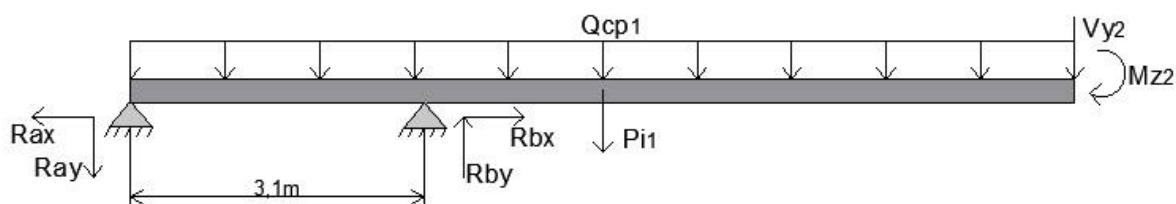


Figura 2.10: Diagrama de sólido libre del tramo de brazo telescópico N.º 1.

Recogemos nuevamente todos los resultados en cuanto a la aproximación dinámica que estamos haciendo de las aceleraciones y fuerzas inerciales que presenta el brazo N.º 1:

$\alpha$ (grad)	$v$ (m/s <sup>2</sup> )	$\omega$ (rad)	$\alpha$ (rad/s <sup>2</sup> )	$a_1$ (m/s <sup>2</sup> )	$P_{I1}$ (N)
-5º	0,077	0,025	0,050	0,236	116,827
0º	0,076	0,025	0,049	0,233	115,351
5º	0,075	0,024	0,048	0,228	113,088
10º	0,073	0,023	0,047	0,222	110,088
15º	0,070	0,023	0,045	0,215	106,401
20º	0,067	0,022	0,043	0,206	102,076
25º	0,064	0,021	0,041	0,196	97,163
30º	0,060	0,019	0,039	0,185	91,708
35º	0,057	0,018	0,036	0,173	85,758
40º	0,052	0,017	0,034	0,160	79,358
45º	0,048	0,015	0,031	0,147	72,554
50º	0,043	0,014	0,028	0,132	65,388
55º	0,038	0,012	0,025	0,117	57,903
60º	0,033	0,011	0,021	0,101	50,140
65º	0,028	0,009	0,018	0,085	42,142
70º	0,022	0,007	0,014	0,069	33,947
75º	0,017	0,005	0,011	0,052	25,597
80º	0,011	0,004	0,007	0,035	17,129

Tabla 2.5: Fuerzas de inercia del brazo telescópico N.º 1.

Los esfuerzos y tensiones máximas en el caso de esta barra se dan en el punto B de la misma, es decir, en el apoyo de la unión con el cilindro hidráulico. Recabaremos todos los resultados obtenidos en una tabla y los llevaremos a una gráfica. El proceso de cálculo puede consultarse en los anexos.

$\alpha$ (grad)	$N_x$ (N)	$V_y$ (N)	$M_z$ (Nm)	$\sigma$ (Mpa)	$\tau_{\max}$ (Mpa)	Cs
-5°	-244151,42	37555,07	113975,39	332,63	166,32	2,10
0°	-247181,74	37657,88	114284,78	333,90	166,95	2,10
5°	-250096,56	37458,11	113674,81	332,77	166,38	2,10
10°	-252875,45	36959,63	112157,48	329,26	164,63	2,13
15°	-255499,80	36169,27	109753,74	323,44	161,72	2,16
20°	-257953,17	35096,65	106493,00	315,37	157,69	2,22
25°	-260221,72	33753,93	102412,52	305,15	152,58	2,29
30°	-262294,94	32155,66	97556,75	292,90	146,45	2,39
35°	-264166,51	30318,52	91976,67	278,73	139,37	2,51
40°	-265835,72	28261,10	85729,04	262,81	131,41	2,66
45°	-267309,65	26003,67	78875,67	245,29	122,64	2,85
50°	-268606,85	23567,88	71482,60	226,34	113,17	3,09
55°	-269764,04	20976,54	63619,36	206,16	103,08	3,40
60°	-270849,55	18253,37	55358,12	184,93	92,46	3,79
65°	-271992,55	15422,69	46772,96	162,87	81,44	4,30
70°	-273456,22	12509,23	37939,06	140,22	70,11	4,99
75°	-275857,14	9537,83	28931,95	117,26	58,63	5,97
80°	-281042,88	6533,23	19826,78	94,48	47,24	7,41

Tabla2.6: Esfuerzos y tensiones sobre el tramo de brazo telescópico N.º 1.

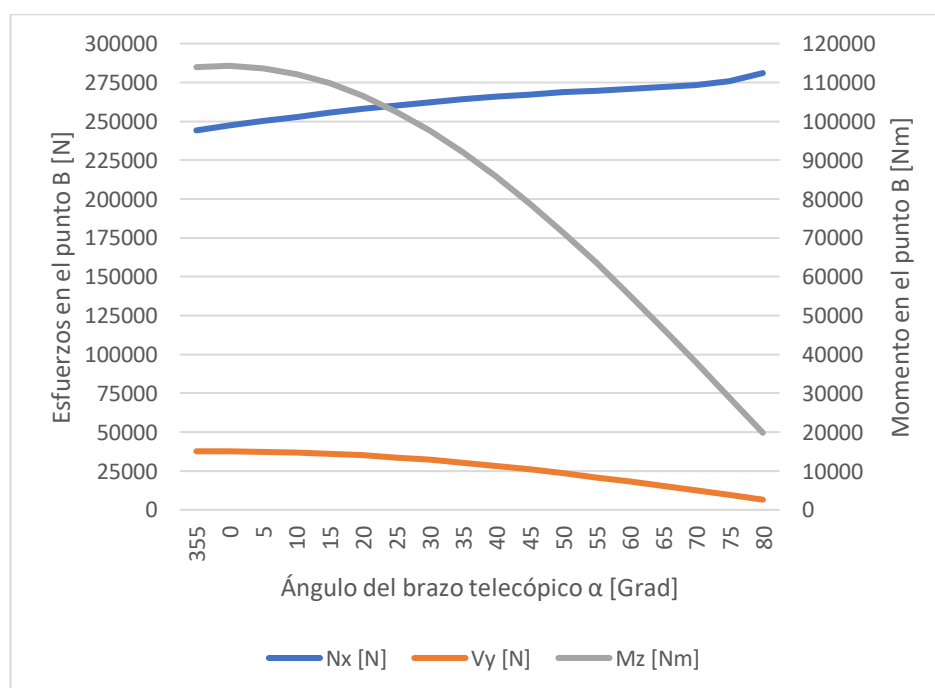


Figura 2.11: Gráfica de los esfuerzos en el empotramiento sobre el tramo de brazo telescópico N.º 1.

Los tres perfiles utilizados para el dimensionamiento son válidos y cumplen con el coeficiente de seguridad impuesto. A continuación, enseñaremos el modelado de este último brazo y como podremos observar cuenta con par de perforaciones en el extremo izquierdo donde irá colocado el bulón de la unión entre el brazo y la base.

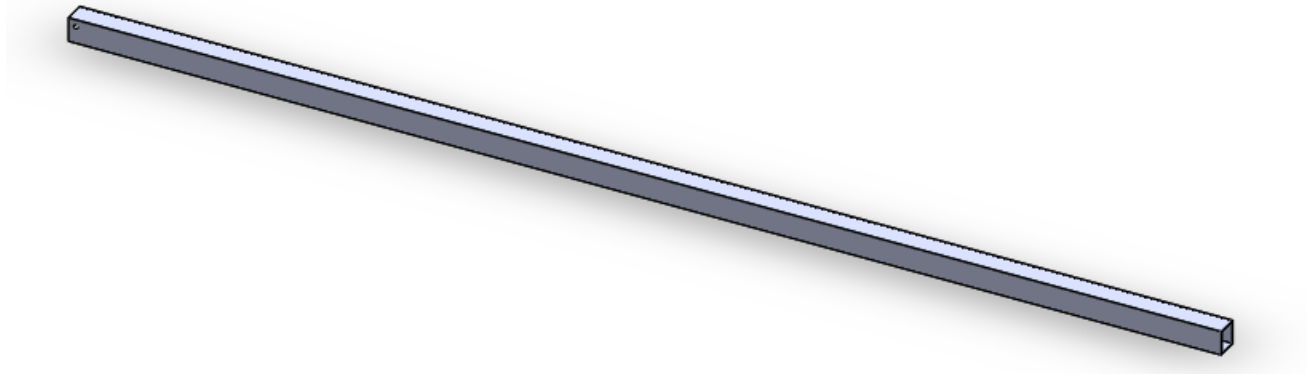


Figura 2.12: Perspectiva caballera del tramo de brazo telescópico N.º 1.

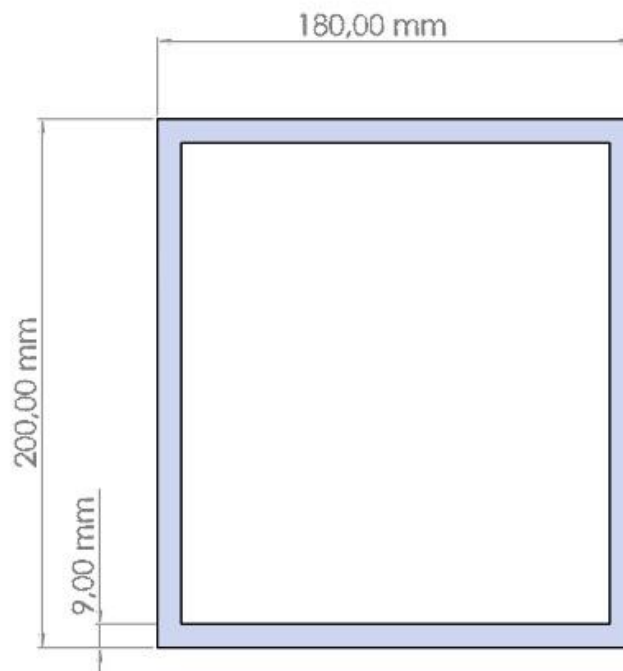


Figura 2.13: Perfil acotado del tramo de brazo telescópico N.º 1.

Concluimos con el Capítulo 2 del trabajo, habiendo tocado todos los puntos y cálculos más relevantes sobre el brazo telescópico de nuestra máquina. En los anexos se encontrarán todos los cálculos utilizados para el dimensionamiento de estos en detalle como ya hemos comentado anteriormente.



# Capítulo 3

## Análisis de los sistemas de accionamiento.

El sistema de accionamiento principal que propulsa la estructura móvil de la plataforma elevadora será un cilindro hidráulico de grandes dimensiones que irá unido por un lado a la base de la estructura, y por el otro al brazo telescópico mediante dos orejetas soldadas a él.

Mencionaremos ahora los tres sistemas de accionamiento más importantes después del principal en lo que a estructura móvil se refiere. Estos dos sistemas no los hemos tenido en cuenta dentro del estudio, pero nunca está de más mencionar cuales son y su funcionamiento dentro de la máquina.

Como ya hemos comentado, el brazo telescópico está unido a la cesta mediante un brazo articulado llamado plumín. Este será el encargado de mantener estable la cesta y lo hace gracias a un cilindro cuyo circuito hidráulico está conectado a otro colocado en la base y sujeto al brazo telescópico. Cuando el brazo telescópico sube, el cilindro conectado a la base también lo hace, mientras que el que está conectado al plumín baja, de esta manera la cesta siempre se mantiene en su posición horizontal natural.

Además del cilindro hidráulico que estabiliza la cesta, tendremos otro más conectado entre el brazo telescópico y el plumín que regulará su posición o inclinación respecto la horizontal.

El despliegue de los tres brazos se produce gracias a un cilindro hidráulico que se encuentra en el interior de los perfiles. Este sistema de accionamiento se encuentra únicamente conectado entre el tramo de brazo telescópico uno y dos, mientras que el tercer brazo se mueve en armonía con el segundo gracias a un mecanismo de sirgas que los conecta.

A continuación, enumeraremos los diferentes sistemas de accionamiento de la plataforma elevadora y los situaremos en una imagen:

1. Sistema de accionamiento principal de la plataforma.
2. Sistemas de accionamiento del plumín.
3. Sistema de accionamiento de despliegue de brazos.

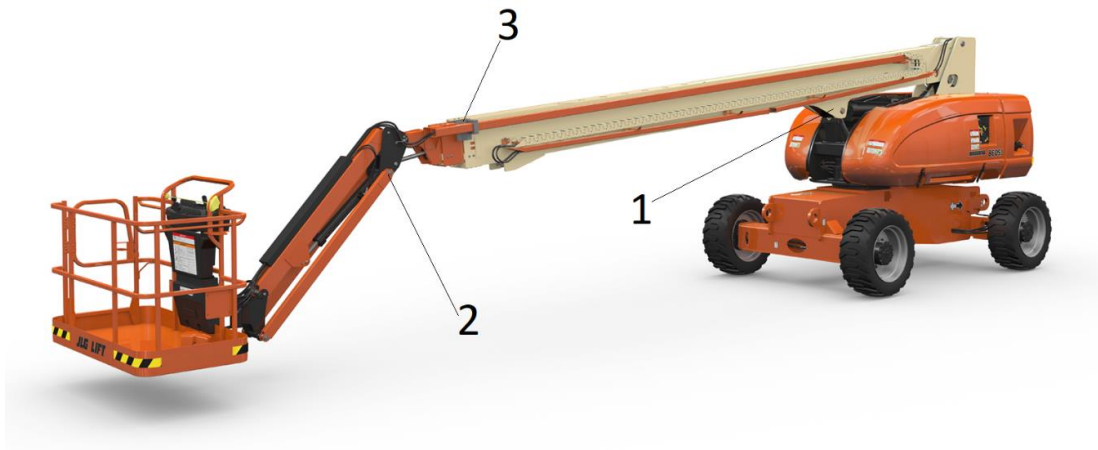


Figura 3.1: Componentes de la plataforma estudiados en el análisis de los sistemas de accionamiento.

### 3.1 Fuerza máxima.

En este apartado de los sistemas de accionamiento estudiaremos las fuerzas que tendrá que ejercer el cilindro hidráulico principal sobre el brazo telescópico tanto para sustentarlo estáticamente como para moverlo. Haremos un barrido nuevamente en todas las posiciones de la máquina para saber en cuál de ellas tendría que hacer más fuerza para después así, dimensionar el cilindro en función a ese valor.

Los datos principales con los que contaremos para realizar el cálculo son la masa de los tres tramos de brazo telescópico, la masa de la cesta y sus respectivas fuerzas inerciales ya mencionadas y expuestas en el capítulo anterior.

- Peso del tramo de brazo telescópico N.º 1:

$$P_1 = 495,21 \text{ kg} = 4853,11 \text{ N}$$

- Peso del tramo de brazo telescópico N.º 2:

$$P_2 = 144,14 \text{ kg} = 1412,61 \text{ N}$$

- Peso del tramo de brazo telescópico N.º 3:

$$P_3 = 161,5 \text{ kg} = 1582,73 \text{ N}$$

- Peso de la cesta y la carga máxima:

$$P_{cesta} = 330 \text{ kg} = 3234 \text{ N}$$



Expondremos en una nueva tabla los datos obtenidos de los cálculos realizados en el Anexo B, en donde encontraremos el ángulo  $\alpha$  del brazo telescópico con la horizontal, el ángulo  $\beta$  del cilindro hidráulico con la horizontal, la fuerza necesaria para sustentar el brazo, la fuerza de inercia necesaria para moverlo y finalmente la fuerza total.

$\alpha$ (grad)	$\beta$ (grad)	$F(N)$	$F_{inercia} (N)$	$F_{tot} (N)$
-5°	6,10°	228567,11	19330,19	247897,30
0°	10,95°	232366,12	19651,22	252017,34
5°	15,74°	236124,76	19717,00	255841,76
10°	20,45°	239819,35	19633,42	259452,77
15°	25,09°	243428,83	19401,58	262830,41
20°	29,68°	246934,77	19023,76	265958,53
25°	34,21°	250321,67	18503,35	268825,03
30°	38,69°	253577,41	17844,85	271422,26
35°	43,12°	256693,92	17053,79	273747,71
40°	47,51°	259668,39	16136,74	275805,13
45°	51,86°	262505,23	15101,25	277606,48
50°	56,18°	265219,66	13955,82	279175,48
55°	60,47°	267844,27	12709,88	280554,15
60°	64,74°	270442,29	11373,85	281816,14
65°	68,98°	273136,84	9959,26	283096,10
70°	73,21°	276184,01	8479,31	284663,32
75°	77,42°	280192,25	6950,47	287142,72
80°	81,62°	286999,97	5399,49	292399,46

Tabla 3.1: Fuerzas totales del cilindro hidráulico en función de la posición.

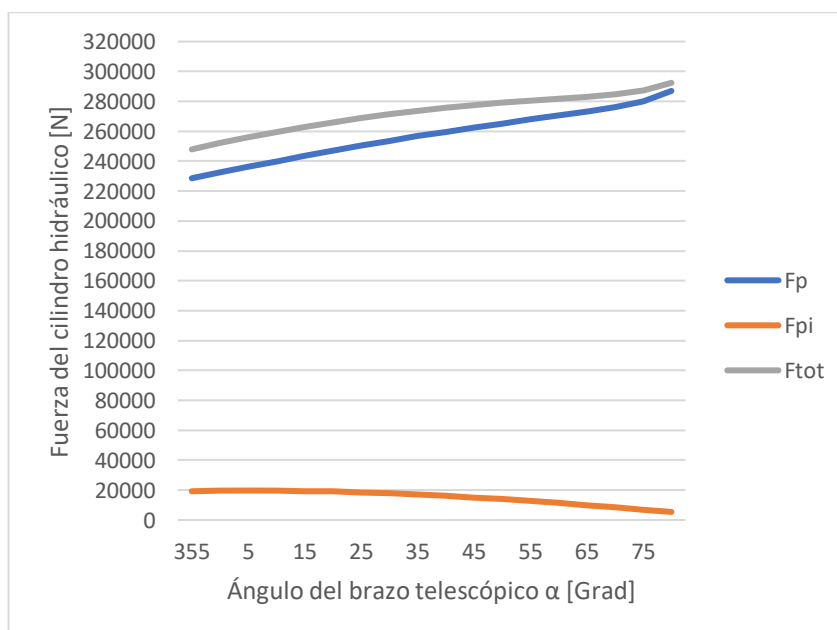


Figura 3.2: Gráfica de las fuerzas totales del cilindro hidráulico en función de la posición.

## 3.2 Cilindro hidráulico principal.

Nuestro cilindro hidráulico principal estará compuesto por dos materiales distintos y usados muy frecuentemente en esta tipología de componentes. El pistón y el vástago estarán hechos de acero al carbono F-114 y la camisa que los recubre estará compuesta de un acero soldable ST52 con alto contenido en manganeso. Los límites de fluencia de cada uno de los dos materiales son:

- Límite elástico del pistón y el vástago:

$$\sigma_f = 340 \text{ MPa}$$

- Límite elástico de la camisa:

$$\sigma_f = 355 \text{ MPa}$$

Dado que conocemos la fuerza máxima que deberá hacer para mover el brazo en cualquier posición, lo dimensionaremos utilizando la máxima de todas que se da en la posición de 80°. En primer lugar, como podemos comprobar en el Anexo C y donde se recoge todo el proceso del cálculo, el primer elemento a dimensionar es el pistón y los resultados obtenidos han sido los siguientes:

- Diámetro del pistón:

$$d_{\text{pistón}} = 160 \text{ mm}$$

- Área del pistón del pistón:

$$A_{\text{pistón}} = 20106 \text{ mm}^2$$

- Presión de trabajo del cilindro hidráulico:

$$P = 14,54 \text{ MPa}$$

- Caudal necesario:

$$Q = 482,54 \text{ l/min}$$

El dimensionamiento del vástago lo haremos con ayuda de una gráfica que hemos implementado en los anexos. Los parámetros obtenidos en el dimensionamiento han sido los siguientes:

- Diámetro del vástago:

$$d_{\text{vástago}} = 140 \text{ mm}$$

- Longitud del vástago:

$$L_{vástago} = 1,85 \text{ m}$$

En cuanto a la camisa del cilindro hidráulico, hemos predimensionado su espesor utilizando pared delgada y tras no cumplir las condiciones de uso, finalmente lo hemos dimensionado con pared gruesa, resultando con el siguiente espesor:

$$e = 8 \text{ mm}$$

Finalmente, y para concluir con las especificaciones del cilindro hidráulico, hemos calculado la fuerza de avance real que estará capacitado a hacer el cilindro.

$$F_{avance} = 292402,26 \text{ N}$$

No nos ha sido necesario modelar en el programa el cilindro hidráulico dado que simplemente hemos implementado las fuerzas ejercidas por este en cada una de las posiciones correspondientes del modelo.



# Capítulo 4

## Análisis de las uniones.

En este capítulo haremos el análisis de las tres uniones que ahora enumeraremos y posteriormente estudiaremos los esfuerzos resultantes en la base y las orejetas para cada una de las posiciones de la máquina, de esta forma conseguiremos dimensionar el ancho de los dos elementos. Además, expondremos los resultados obtenidos en los anexos en referencia a los diámetros de los bulones y los espesores de las orejetas y la base.

1. Unión entre el cilindro hidráulico y el brazo telescópico.
2. Unión entre la base y el cilindro hidráulico.
3. Unión entre la base y el brazo telescópico.

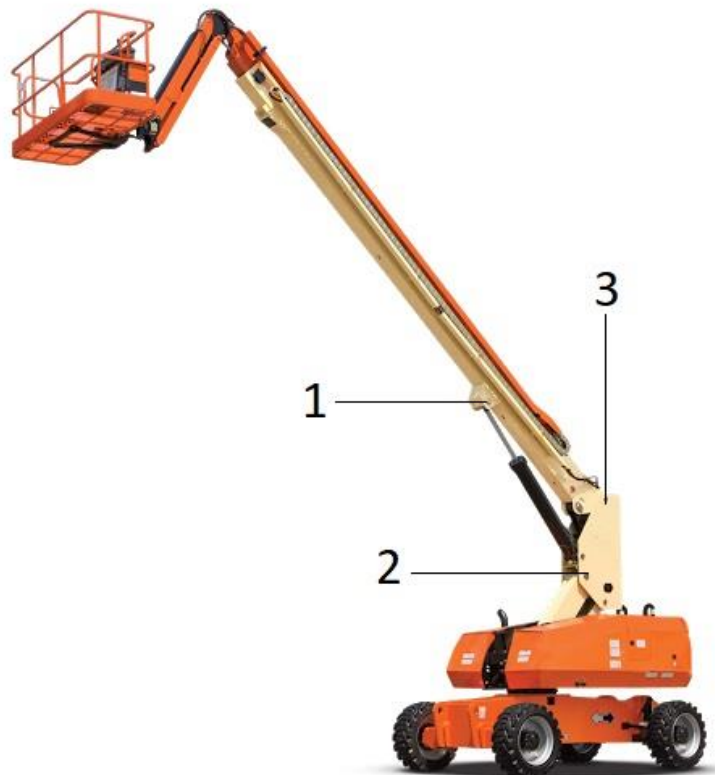


Figura 4.1: Componentes de la plataforma estudiados en el análisis de uniones.

## 4.1 Unión entre el cilindro hidráulico y el brazo telescópico.

La unión entre el cilindro hidráulico y el brazo telescópico constará de un par de orejetas soldadas a los dos lados del brazo telescópico y un bulón que irá unido al cilindro hidráulico. Las orejetas estarán compuestas de acero soldable ST52, y el bulón de acero al carbono F-114.

Mostraremos ahora los resultados obtenidos en el dimensionamiento del bulón y el espesor de las orejetas mediante fallo por cortadura y fallo por aplastamiento respectivamente. Todos los cálculos pertinentes para resultar con los datos que vamos a exponer han sido expuestos en el Anexo D.

- Diámetro del bulón:

$$d = 34 \text{ mm}$$

- Espesor de las orejetas:

$$e = 25 \text{ mm}$$

Seguidamente hemos dimensiona el ancho de las orejetas, y para ello hemos hecho un estudio de los esfuerzos que se daban en el eje de la soldadura (eje x de las fuerzas ahora expuestas) entre las orejetas y el brazo telescópico en las diferentes posiciones que adquiere el brazo telescópico. A continuación, exponemos una tabla en la que podremos observar los esfuerzos máximos y la posición en la que se crean:

$\alpha$ (grad)	$F_{tot}/2$ (N)	$F_x$ (N)	$F_y$ (N)	$N_x$ (N)	$M_z$ (Nmm)
-5º	123948,65	119089,66	34364,52	34364,52	13099862,65
0º	126008,67	123712,77	23944,41	23944,41	13608404,93
5º	127920,88	125681,51	23830,89	23830,89	13824965,66
10º	129726,39	127575,29	23526,17	23526,17	14033281,98
15º	131415,20	129380,75	23034,29	23034,29	14231882,16
20º	132979,26	131085,72	22361,10	22361,10	14419429,22
25º	134412,51	132679,56	21514,11	21514,11	14594752,02
30º	135711,13	134153,50	20502,41	20502,41	14756885,16
35º	136873,86	135501,12	19336,46	19336,46	14905123,16
40º	137902,56	136719,08	18028,00	18028,00	15039099,28
45º	138803,24	137808,26	16589,87	16589,87	15158908,42
50º	139587,74	138775,58	15035,82	15035,82	15265313,67
55º	140277,07	139637,47	13380,41	13380,41	15360121,35
60º	140908,07	140426,57	11638,79	11638,79	15446923,05
65º	141548,05	141206,55	9826,55	9826,55	15532720,51
70º	142331,66	142108,92	7959,58	7959,58	15631981,54
75º	143571,36	143443,67	6053,86	6053,86	15778803,48
80º	146199,73	146141,52	4125,37	4125,37	16075566,72

Tabla 4.1: Esfuerzos en las orejetas de la unión entre el cilindro hidráulico y el brazo telescópico.

Una vez conocemos todas las dimensiones de las orejetas, podemos comenzar con su modelaje para el posterior ensamblaje en el programa “*SolidWorks*”. De igual manera que en los capítulos anteriores, adjuntaremos un par de imágenes del modelo final de nuestras orejetas.

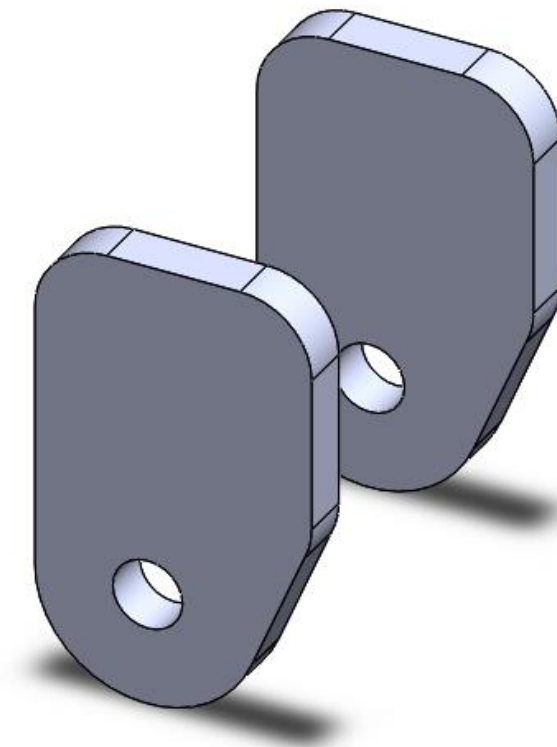


Figura 4.2: Perspectiva caballera de las orejetas.

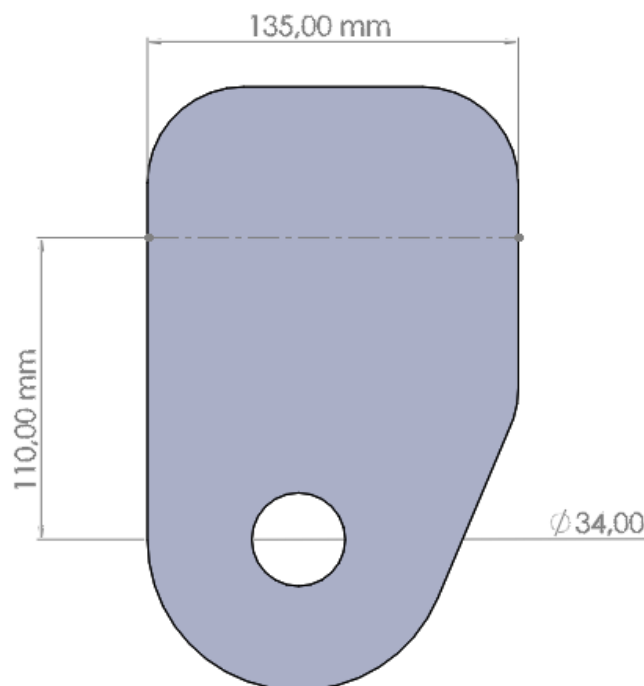


Figura 4.3: Perfil acotado de las orejetas.

## 4.2 Base de la estructura móvil.

En este apartado haremos el análisis de la base que sujeta la estructura móvil de la plataforma. Esta base hará de bancada para dos uniones diferentes y estará conectada tanto al brazo telescópico como al cilindro hidráulico principal. Se compondrá de acero soldable ST52, y los bulones de las dos uniones serán de F-114 como en el caso anterior.

Dado que esta pieza conforma dos uniones diferentes, deberemos dividir su estudio en tres partes. En primer lugar, haremos el estudio del bulón y el espesor de la base en la unión con el brazo telescópico. Posteriormente el estudio del bulón y el espesor para la unión con el cilindro (no las podremos hacer conjuntamente porque cada unión soportará una fuerza distinta) y en tercer y último lugar haremos el estudio conjunto de la anchura de la base que irá soldada al sistema de traslación de la plataforma, en el cuál sí que deberemos tener en cuenta las dos fuerzas para el cálculo de momentos.

Elegiremos el tamaño más grande de los dos primeros estudios tanto para el bulón como para obviamente el espesor de la base. A continuación, expondremos los resultados finales elegidos de estas dos dimensiones comentadas:

- Diámetro del bulón:

$$d = 34 \text{ mm}$$

- Espesor de las orejetas:

$$e = 25 \text{ mm}$$

Una vez conocemos los dos datos ahora expuestos, podemos comenzar con el dimensionamiento de la anchura de la base. Como hemos dicho tendremos en cuenta tanto la reacción que se da en el punto A como la fuerza que ejerce el cilindro en la parte inferior de la base. Adjuntaremos un diagrama de sólido libre para la mejor visualización de las fuerzas sobre la base.

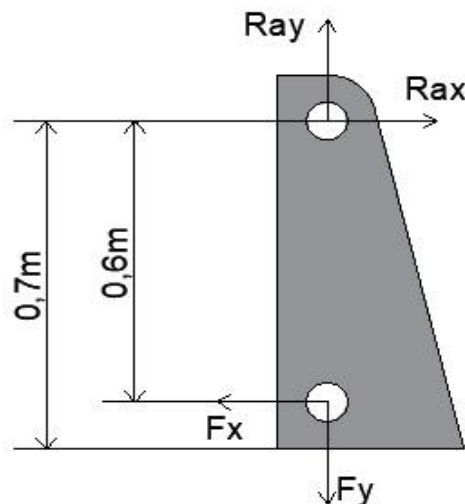


Figura 4.4: Diagrama de sólido libre de la base.



Recogeremos en una tabla todos los resultados obtenidos de las dos fuerzas que actúan sobre la base y de los esfuerzos máximos que se dan en el empotramiento de la soldadura. Los cálculos para dar con ellos se encuentran en el Anexo F.

$\alpha$ (grad)	$F/2$ (N)	$F_x$ (N)	$F_y$ (N)	$R_a/2$ (N)	$R_{ax}$ (N)	$R_{ay}$ (N)	$N_x$ (N)	$M_z$ (Nmm)
246924,49	123948,65	123247,72	13163,06	123462,25	123247,72	7274,98	5888,08	73948633,39
250047,04	126008,67	123712,77	23944,41	125023,52	123712,77	18056,33	5888,08	74227663,27
252902,03	127920,88	123126,25	34694,07	126451,01	123126,25	28805,99	5888,08	73875749,98
255576,88	129726,39	121551,86	45321,98	127788,44	121551,86	39433,90	5888,08	72931113,72
258056,38	131415,20	119010,49	55735,63	129028,19	119010,49	49847,55	5888,08	71406291,77
260328,52	132979,26	115532,33	65846,53	130164,26	115532,33	59958,45	5888,08	69319397,30
262384,86	134412,51	111156,25	75571,24	131192,43	111156,25	69683,16	5888,08	66693750,40
264220,97	135711,13	105929,12	84832,38	132110,49	105929,12	78944,30	5888,08	63557469,83
265837,14	136873,86	99905,06	93559,78	132918,57	99905,06	87671,70	5888,08	59943033,29
267239,59	137902,56	93144,69	101691,61	133619,80	93144,69	95803,53	5888,08	55886812,13
268442,44	138803,24	85714,31	109175,99	134221,22	85714,31	103287,91	5888,08	51428586,11
269471,25	139587,74	77685,07	115973,13	134735,62	77685,07	110085,05	5888,08	46611043,49
270369,68	140277,07	69132,12	122059,03	135184,84	69132,12	116170,95	5888,08	41479271,95
271212,75	140908,07	60133,74	127432,40	135606,38	60133,74	121544,32	5888,08	36080245,53
272136,31	141548,05	50770,52	132129,50	136068,15	50770,52	126241,42	5888,08	30462312,85
273410,59	142331,66	41124,49	136261,06	136705,30	41124,49	130372,98	5888,08	24674691,72
275661,36	143571,36	31278,29	140122,82	137830,68	31278,29	134234,74	5888,08	18766975,19
280754,37	146199,73	21314,42	144637,67	140377,19	21314,42	138749,59	5888,08	12788653,70

Tabla 4.2: Esfuerzos en la base de la estructura móvil de la plataforma.

Por último, expondremos un par de imágenes que reflejen el modelado de la pieza. Esta será la última pieza hecha en “*SolidWorks*” y pasaremos al ensamblaje de todas para terminar con la simulación, introduciendo todas las cargas sobre la estructura y observando su respuesta.

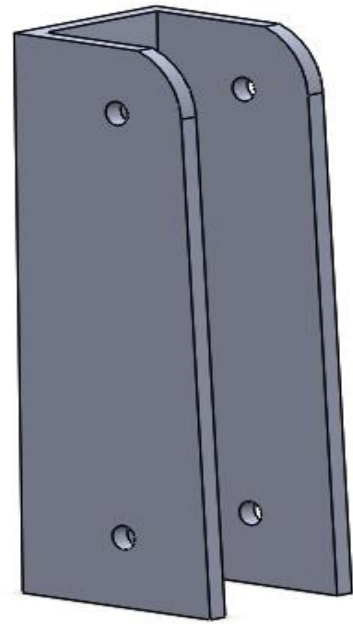


Figura 4.5: Perspectiva caballera de la base.

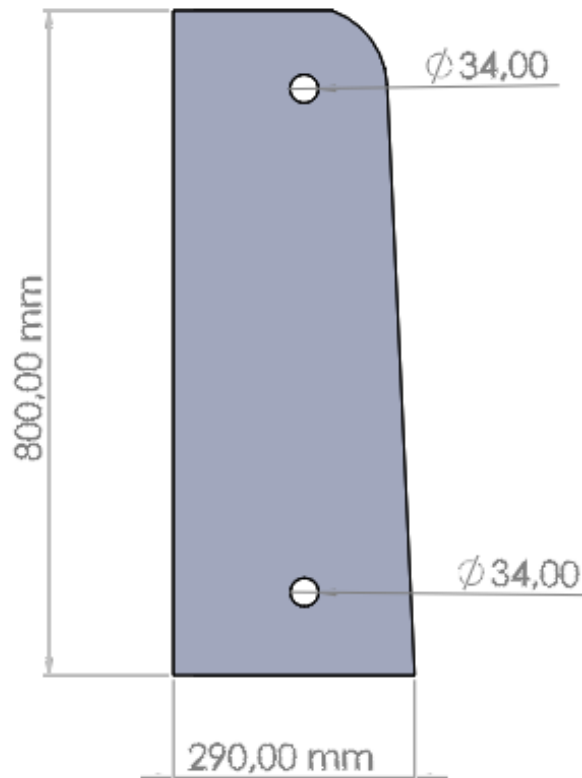


Figura 4.6: Perfil acotado de la base.

# Capítulo 5

## Simulación.

En este apartado haremos el análisis de las tensiones y desplazamientos que sufren los diferentes elementos que hemos diseñado para nuestra plataforma telescópica con ayuda del programa “*SolidWorks*” y utilizando la herramienta de simulación con la que cuenta.

Previamente al estudio de las tensiones y los desplazamientos de cada uno de estos dos elementos, explicaremos como hemos ido colocando las fuerzas sobre ellos y qué tipo de herramientas hemos utilizado. A su vez, mostraremos en una imagen las acciones que hemos aplicado en cada punto de los elementos para su mejor visualización.

Hemos decidido separar la simulación en dos partes diferentes, por un lado, simularemos la base de la estructura móvil de la plataforma y por otro, el brazo telescópico en conjunto con los tres tramos unidos.

Analizaremos la base en tres posiciones diferentes de la máquina. Las posiciones del brazo telescópico con la horizontal elegidas para el estudio han sido 0°, 40° y 80°. Mientras que para el brazo analizaremos únicamente dos posiciones, 80° y 40°.

El programa trabaja de tal forma en la que tu introduces las fuerzas y apoyos pertinentes sobre el objeto, además de su material y en el momento en el que tu ejecutas la simulación, comienza a crear una malla a lo largo del elemento. Una vez el objeto esta mallado, resulta con una disposición de tensiones y desplazamientos visibles en el propio elemento de estudio.

Así pues, y como hemos comentando en párrafos anteriores, dividiremos este capítulo en dos partes, en la primera veremos las respuestas que tiene la base a las acciones aplicadas sobre ella, y en la segunda haremos lo mismo, pero con el brazo telescópico.

## 5.1 Simulación de la base.

En primer lugar y como hemos comentado, expondremos las fuerzas hemos introducido en la simulación sobre todo cómo, es decir que herramientas del programa hemos utilizado para introducirlas.

Hemos usado la opción de “*Geometría Fija*” para empotrar la base a la bancada de la máquina y seguidamente en la pestaña de “*Fuerzas Externas*” hemos elegido la opción de “*Fuerza*” para introducir cada una de las reacciones que se dan en los dos apoyos de los bulones.

En el apoyo superior, es decir en la unión entre la base y el brazo telescópico, hemos introducido una fuerza en la cara interior de la perforación donde se aloja el bulón. Aplicaremos dos fuerzas que variarán según la posición de estudio, una vertical y otra horizontal debidas a las reacciones calculadas en el punto A y dividiremos entre dos su valor dado que existen dos planos de sujeción en la base. Aplicaremos la siguiente fuerza en la parte inferior de la base de la misma forma, pero con introduciendo la fuerza del cilindro hidráulico correspondiente a cada una de las tres posiciones de estudio.

A continuación, reflejaremos en una imagen el proceso que hemos descrito hasta ahora donde podremos observar las dos fuerzas y el empotramiento.

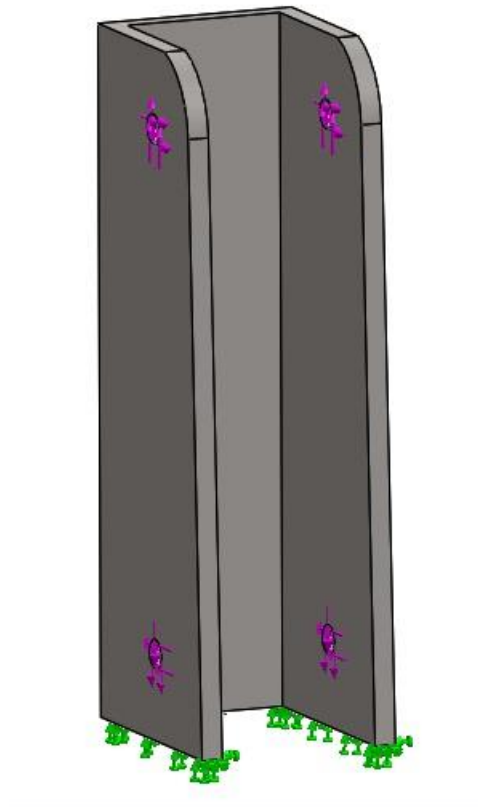


Figura 5.1: Aplicación de las fuerzas a la base en “*SolidWorks*”.

Una vez tenemos introducidas las fuerzas correspondientes a cada una de las tres posiciones de estudio ejecutaremos la simulación. En primer lugar, haremos el estudio de las tensiones y los desplazamientos en la posición de 0° para ver las respuestas de la pieza.

Como podremos observar, las tensiones se concentran a un lado de la base debido a la distribución de tensiones del perfil, como estudiamos en el Anexo F. Los resultados obtenidos han sido los siguientes:

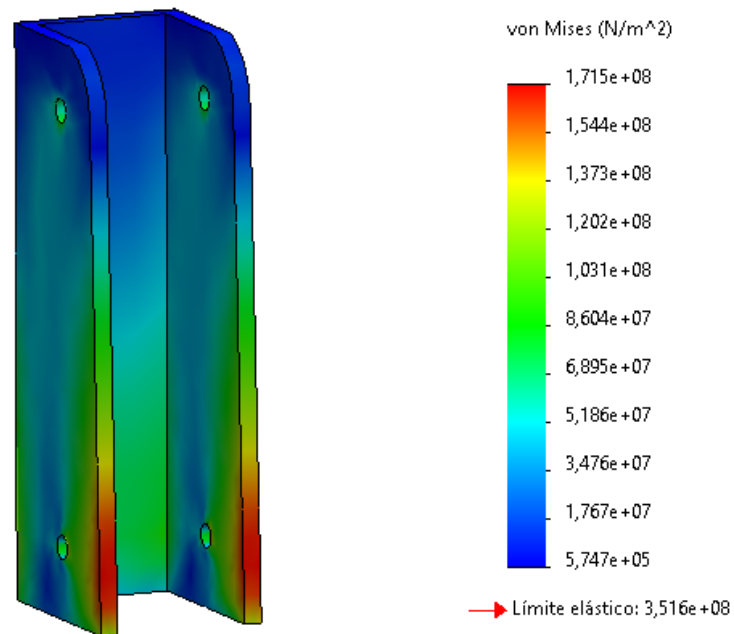


Figura 5.2: Disposición de tensiones de la base en la posición de 0°.

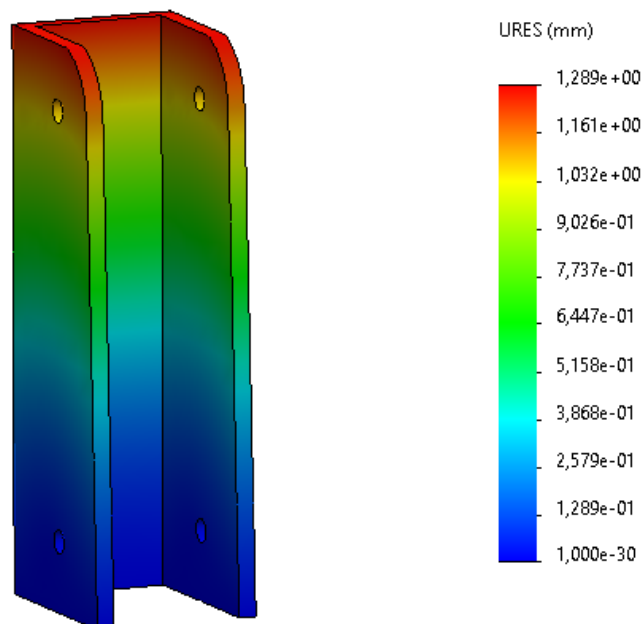


Figura 5.3: Disposición de desplazamientos de la base en la posición de 0°.

La siguiente posición estudiada ha sido la de 40°, nuevamente hemos introducido las fuerzas correspondientes a esta posición y hemos simulado las reacciones de la base a dichas fuerzas.

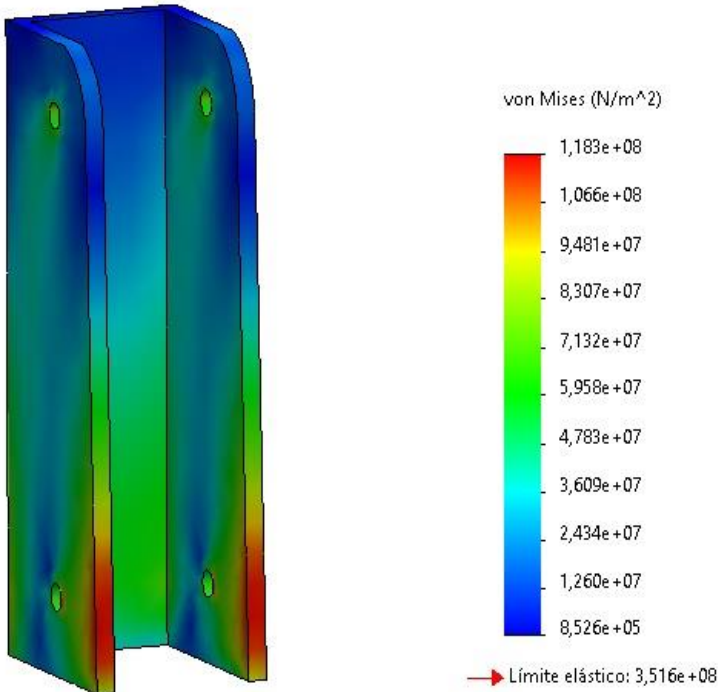


Figura 5.4: Disposición de tensiones de la base en la posición de 40°.

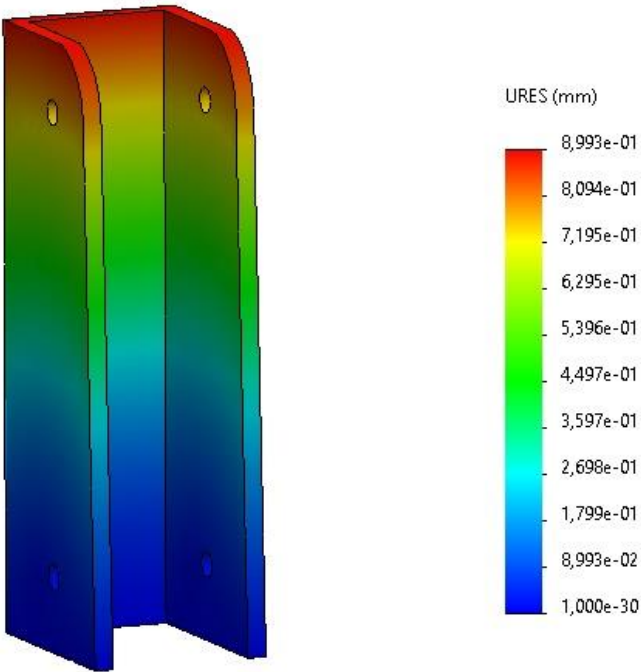


Figura 5.5: Disposición de desplazamientos de la base en la posición de 40°.

La última posición en la que analizaremos la base será la de 80°, de la misma forma que hasta ahora, introduciremos las fuerzas correspondientes a dicha posición y veremos qué pasa.

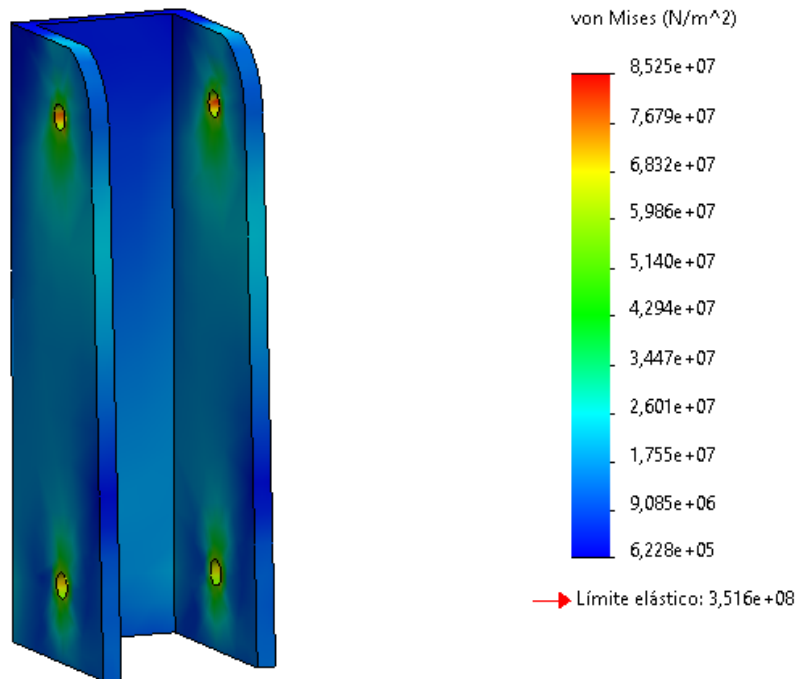


Figura 5.6: Disposición de tensiones de la base en la posición de 80°.

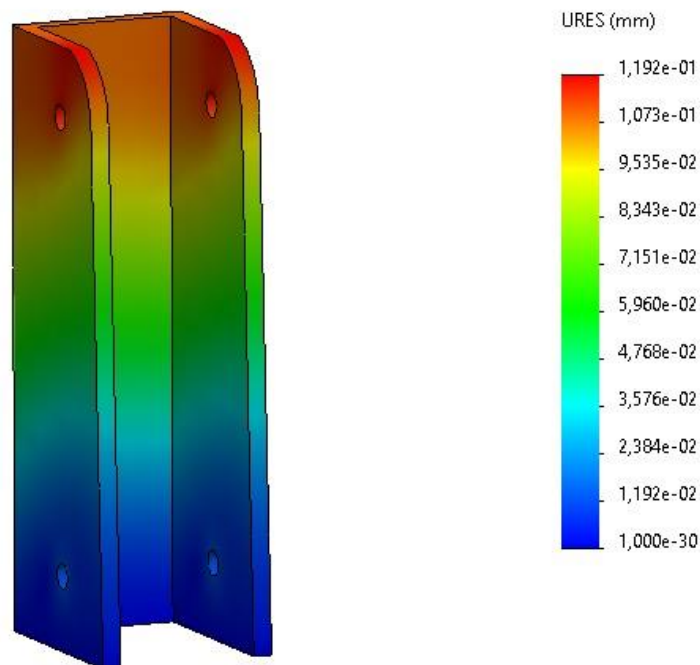


Figura 5.7: Disposición de desplazamientos de la base en la posición de 80°.

## 5.2 Simulación del brazo telescópico.

Es momento de comenzar con la simulación del brazo telescópico y para ello, en primer lugar, hemos tenido que ensamblar en el programa todas las piezas que componen el brazo telescópico en su conjunto, en las que se incluyen los tres tramos de brazo telescópico y las orejetas de la unión entre el brazo telescópico y el cilindro hidráulico.

A la hora de asignar las fuerzas al brazo telescópico hemos tenido que incluir una “*Geometría Fija*” en el extremo del tramo N.º 1. También hemos tenido que incluir las fuerzas del cilindro hidráulico correspondientes a cada una de las dos posiciones de estudio (40° y 80°) seleccionando la pestaña de “*Fuerzas Externas*” eligiendo la opción de “*Fuerza*” en la cara interior de la perforación de las orejetas. La fuerza de la gravedad seleccionando la pestaña de “*Fuerzas Externas*” y eligiendo la opción de “*Gravedad*” y para terminar la fuerza debida al peso de la cesta seleccionando la pestaña de “*Fuerzas Externas*” eligiendo la opción de “*Carga Remota*”.

A continuación, como hemos hecho con la base, mostraremos una imagen del ensamblaje con todas las fuerzas que actúan sobre el brazo telescópico.

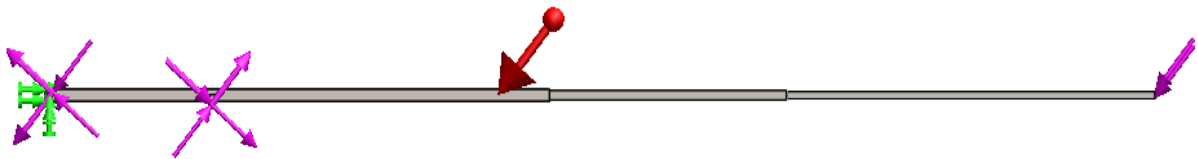


Figura 5.8: Aplicación de las fuerzas al brazo telescópico en “SolidWorks”.

Haremos ahora el estudio de tensiones y desplazamientos a lo largo del brazo telescópico en la posición de 40° y ejecutaremos la simulación para ver que respuestas tiene el elemento.

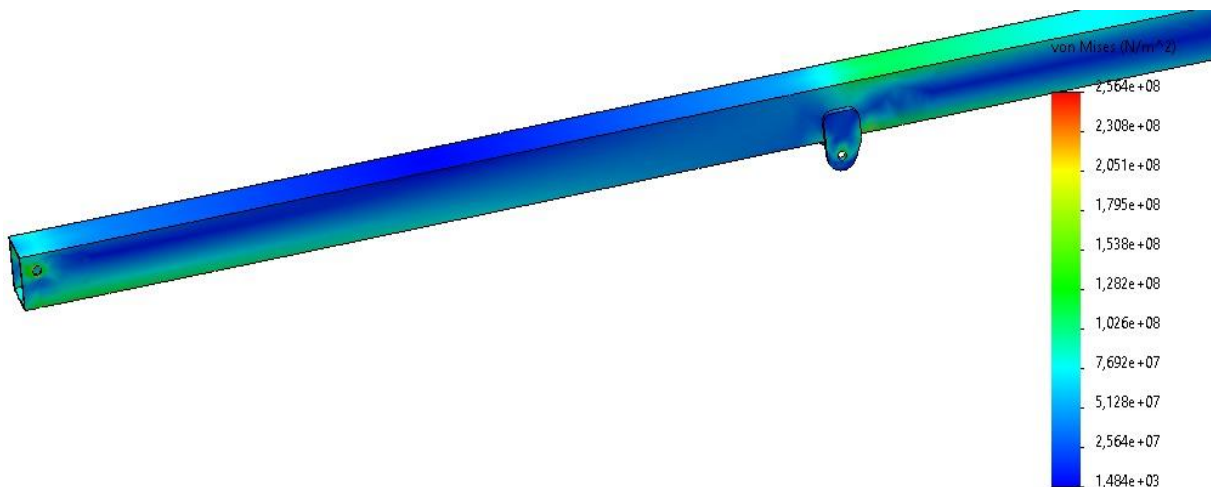


Figura 5.9: Disposición de tensiones del brazo telescópico en la posición de 40°.



Haremos un zoom a la parte de las orejetas en donde podremos observar una concentración de tensiones, esto se da debido a la distribución de tensiones en el perfil de las mismas como estudiamos en el Anexo D.

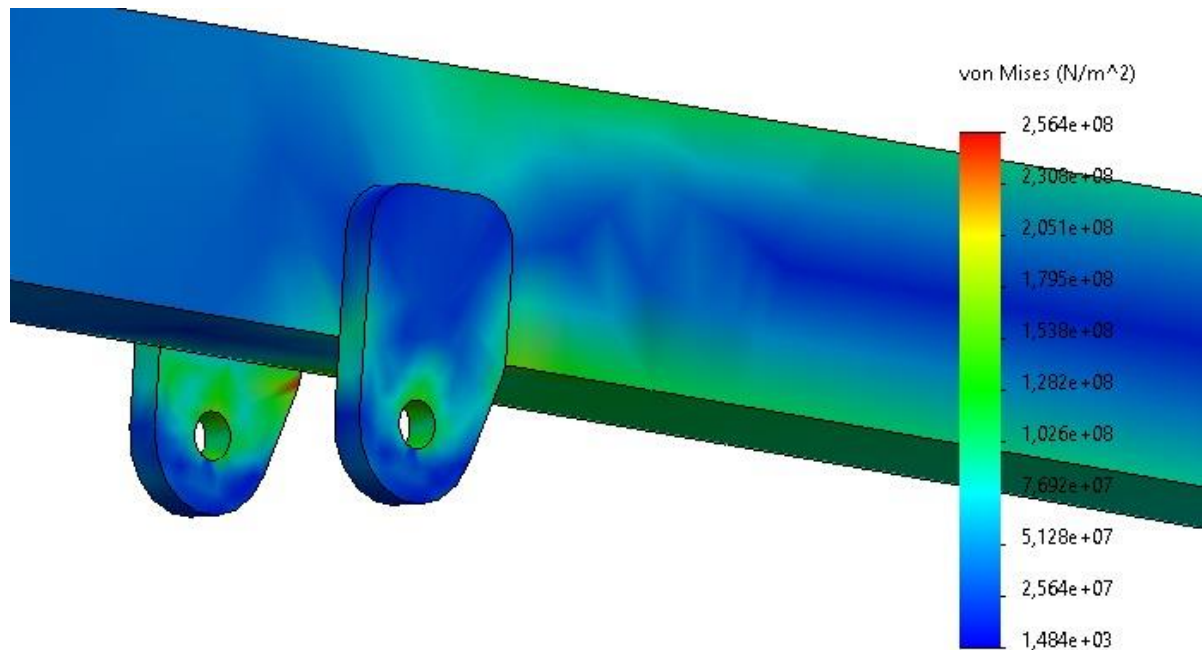


Figura 5.10: Disposición de tensiones en las orejetas del brazo telescópico en la posición de 40°.

Simuladas ya, las tensiones a lo largo del brazo telescópico podemos comenzar con el análisis de los desplazamientos que sufre en la posición de 40°.

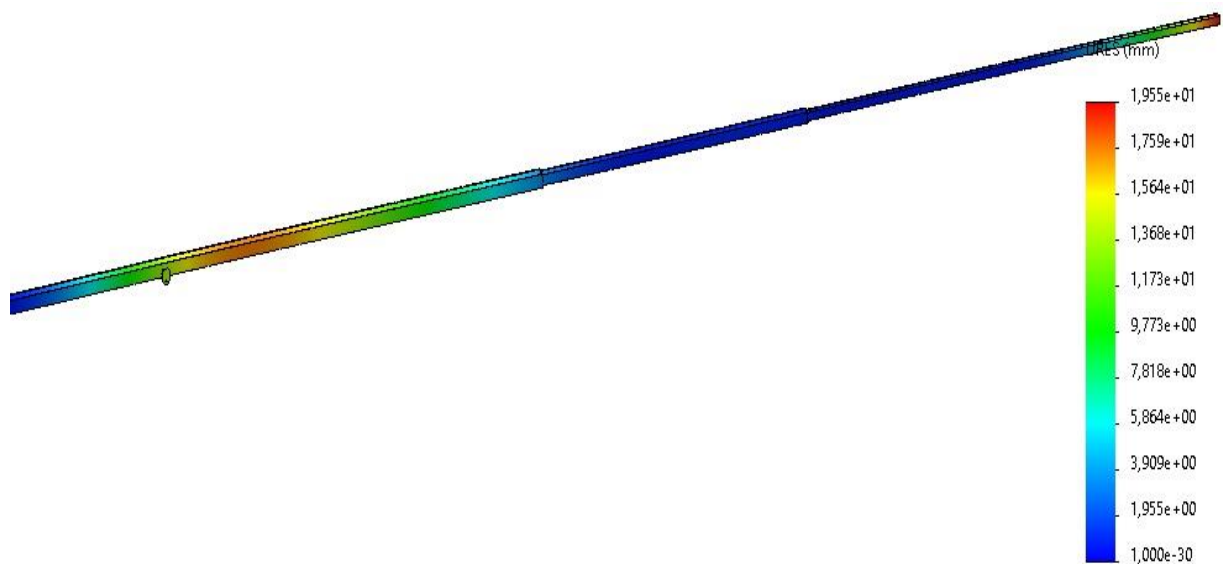


Figura 5.11: Disposición de desplazamientos del brazo telescópico en la posición de 40°.

Para finalizar, analizaremos ahora el brazo en la posición de  $80^\circ$ . Así pues, ejecutaremos la simulación para observar cuales son los resultados que nos presenta el programa.

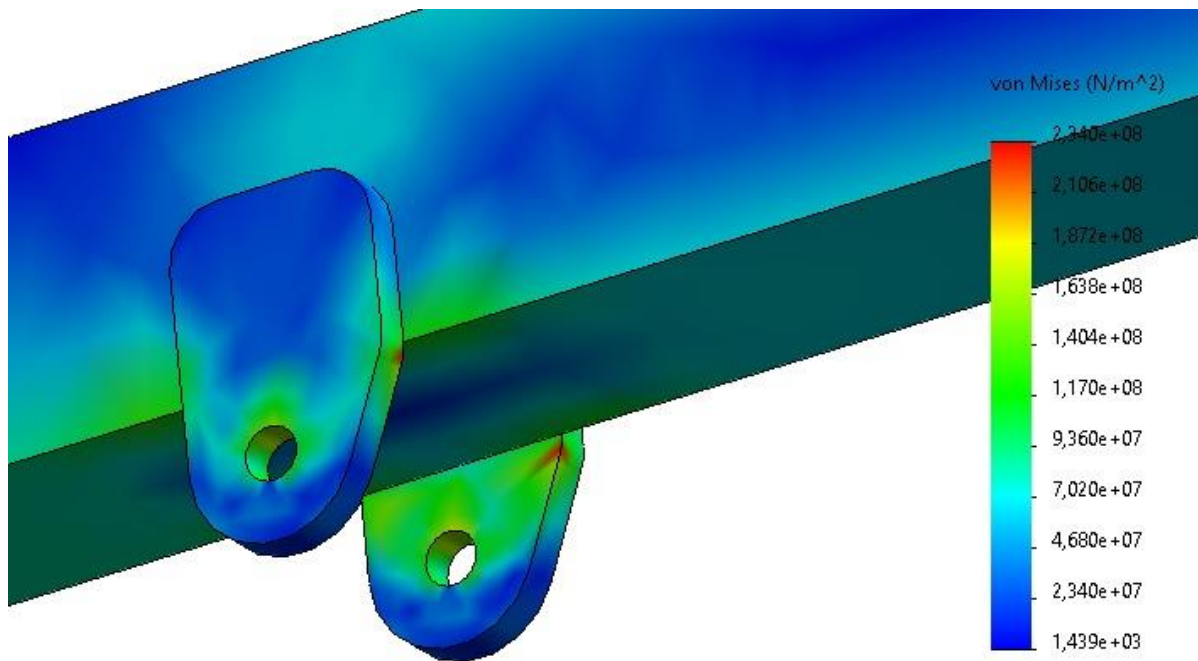


Figura 5.12: Disposición de tensiones en las orejetas del brazo telescópico en la posición de  $80^\circ$ .

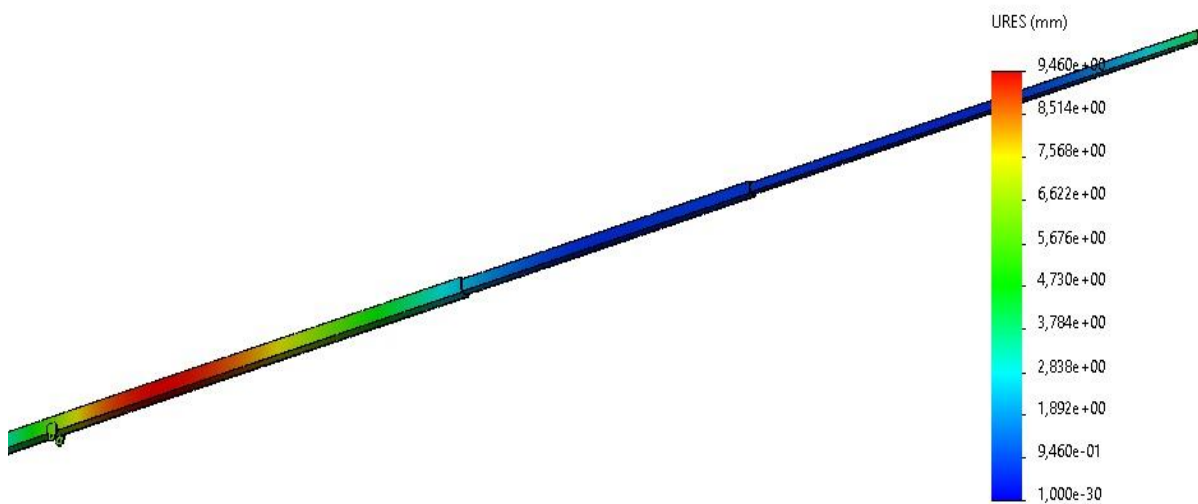


Figura 5.13: Disposición de desplazamientos del brazo telescópico en la posición de  $80^\circ$ .

# Capítulo 6

## Resultados y conclusiones.

En este apartado comentaremos los resultados que hemos obtenido a través del programa y los compararemos con los obtenidos manualmente en los capítulos anteriores para ver si tienen sentido o no.

Comenzaremos por comentar los resultados obtenidos en referencia a la base. Como podemos observar en las imágenes de las disposiciones de tensiones en las diferentes posiciones de la máquina, la mayor tensión en la posición de  $0^\circ$  se da en un lateral de la base, esto se debe al gran momento que se ejerce sobre ella dado que las fuerzas en el eje horizontal alcanzan su máximo. Si comparamos esos resultados con los obtenidos en la posición de  $80^\circ$ , la cosa cambia, dado que ya no se ejerce tanto momento sobre ella, pero los esfuerzos axiales se mantienen constantes en todas las posiciones.

El valor máximo de tensiones se da a  $0^\circ$  con 171,5 MPa, esto es aproximadamente la mitad de la tensión de fluencia del material escogido, por lo que resultaríamos con un coeficiente de seguridad superior dos, como habíamos previsto desde un principio.

En cuanto a los desplazamientos en la base, son muy pequeños, alcanzando su valor máximo en la posición de  $0^\circ$  con 1 milímetro de flecha, además, siempre se situarán en la zona más lejana al empotramiento como es lógico.

En referencia al brazo telescópico, podemos encontrar una concentración de tensiones en la orejeta, esto se debe a la distribución de tensiones del perfil, en la que se sumarían las fuerzas de compresión y los momentos resultantes como podemos comprobar en la imagen expuesta en el Anexo D. El valor máximo es de 256,4 MPa en la posición de  $40^\circ$ , lo que nos da un margen de error de 100 MPa respecto su límite de fluencia.

Los desplazamientos obtenidos en la posición de  $40^\circ$  alcanzan su máximo en el extremo del tramo N.º 3 con valores de 20 milímetros aproximadamente, mientras que en la posición de  $80^\circ$  se encuentran alrededor de la unión con el cilindro hidráulico. En este segundo caso ya no se encuentran en el extremo del tramo N.º 3 dado que el brazo se encuentra prácticamente en una posición vertical.

En simulaciones anteriores a las expuestas finalmente, tratamos de hacer un estudio del conjunto entero, donde incluíamos tanto la base como todos los componentes del brazo telescópico en un mismo ensamblaje. Los resultados no fueron los mejores dado que no simulaba correctamente la unión entre el brazo telescópico y la base. Había un aumento de las tensiones que se daba casi con total seguridad alrededor de la perforación del brazo en la que se encaja el bulón y era debida a un fallo por aplastamiento, dado que el brazo no cumplía con el espesor necesario para soportar las grandes reacciones que se creaban en ese punto.

Se recalculó el espesor del perfil atendiendo a esta última consideración y resultamos con un espesor de 12 milímetros. Dado que no tiene sentido aumentar el espesor a lo largo de todo el brazo, la solución podría ser aumentarlo únicamente en esa zona o colocar un casquillo entre la perforación y el bulón para disipar dichas tensiones.

Otro problema que nos surgía en la simulación de este ensamblaje, era que a la hora de llevar a cabo el estudio de desplazamientos en la posición de  $0^\circ$  nos salían resultados muy grandes del orden de un metro. Tras analizar mucho la situación, no tiene sentido que este tipo de plataforma trabaje en una posición de  $0^\circ$  con el brazo extendido. Además, en nuestro estudio estamos tomando el plumín como si este fuera una extensión de tramo de brazo telescópico N.º 3 lo que provoca que este brazo sea mucho más largo. Del mismo modo, tenemos en cuenta un momento debido a la unión rígida con la cesta que realmente no existe dado que el plumín está unido con el brazo articuladamente.

Así pues, se ha diseñado el brazo telescópico, la base y las uniones de la estructura móvil de una plataforma elevadora que cumple con las especificaciones de carga y rigidez, además de las condiciones de seguridad pertinentes y necesarias para su uso.

# Capítulo 7

## Bibliografía.

- [1] P. Canalís Martínez, J. Abad Blasco Criterios de diseño de máquinas. *Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Zaragoza*, 2017.
- [2] A. Serrano Nicolás, Oleohidráulica. *McGraw-Hill Profesional*, 2002.
- [3] UNE-EN 280:2014+A1 Plataformas elevadoras móviles de personal, Cálculos de diseño, Criterios de estabilidad, Construcción, Seguridad, Exámenes y ensayos. *AENOR Asociación Española de Normalización y Certificación*, 2016.
- [4] J. M. Tamborero del Pino. NTP 634: Plataformas elevadoras móviles de personal. *Instituto de Seguridad e Higiene en el Trabajo*, 2003.
- [5] Guía de especificaciones, Gama diésel 2018. *JLG*, 2017.



## **Anexos**





# Anexo A

## Dimensionamiento de los tramos del brazo telescópico.

### A.1. Dimensionamiento del brazo N.º 3.

En este anexo haremos el análisis de todas las acciones que recaen sobre cada uno de los tres perfiles que componen el brazo telescópico a un ángulo de  $0^\circ$  con la horizontal. Esta será la posición más desfavorable para los tres tramos de brazo telescópico como comprobamos en la memoria tras hacer un barrido analizando los esfuerzos en cada una de las posiciones.

En primer lugar, estudiaremos el dimensionamiento del último brazo de la plataforma. De este modo y conociendo los esfuerzos que transmite el mismo al empotramiento, podremos ir dimensionando uno a uno los tres perfiles de los tramos del brazo telescópico que compone la estructura móvil de nuestra plataforma.

Deberemos tener en cuenta a la hora de dimensionar los perfiles de nuestros brazos la fuerza de inercia necesaria para moverlos y no solo para soportarlos estáticamente. Concretamente en este caso deberemos contar con la fuerza de inercia del propio brazo y de la cesta que está anclada a él.

Para su cálculo necesitaremos conocer la aceleración a la que se moverán tanto el brazo como la cesta, que por supuesto serán diferentes dado que su centro de gravedad se encuentra a diferentes radios respecto al centro de giro.

Según la normativa UNE-EN 280 que trata los criterios de diseño de plataformas elevadoras móviles de personal, la velocidad máxima que puede alcanzar el cilindro hidráulico principal de la plataforma no puede superar los 0,4 m/s. Atendiendo a ello y estimando un tiempo de arranque aproximado de 0,5 segundos, tenemos los datos suficientes para el cálculo.

A continuación, se enuncian los datos de partida del cálculo:

- Perfil del brazo N.º 3:

*PERFIL 3 : #120 .100 .7*

- Longitud del brazo:

$$L_3 = 7 \text{ m}$$

- Límite elástico:

$$\sigma_f = 700 \text{ MPa}$$

- Densidad del material:

$$\delta = 8000 \text{ kg/m}^3$$

- Peso de la cesta:

$$m_{cesta} = 100 \text{ kg}$$

- Dimensiones de la cesta:

$$A \times L = 1\text{m} \times 2,5\text{m}$$

- Carga máxima en la cesta:

$$m_{carga} = 230 \text{ kg}$$

- Velocidad máxima del cilindro hidráulico:

$$V_{cil} = 0,4 \text{ m/s}$$

- Tiempo de arranque:

$$t_{arr} = 0,5 \text{ s}$$

Procederemos a calcular el peso propio del brazo, el área, la inercia y el módulo resistente del perfil, es decir, los datos necesarios para la comprobación del perfil elegido.

$$\begin{aligned} P_3 &= \delta \cdot h \cdot e \cdot 2 + \delta \cdot (b - 2 \cdot e) \cdot e \cdot 2 \\ P_3 &= 8000 \cdot 0,12 \cdot 0,007 \cdot 2 + 8000 \cdot (0,1 - 2 \cdot 0,007) \cdot 0,007 \cdot 2 \\ P_3 &= 23,07 \text{ kg/m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{CP3} &= P_3 \cdot g \\ q_{CP3} &= 23,07 \cdot 9.8 \\ q_{CP3} &= 226,1 \text{ N/m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_3 &= h \cdot b - (h - 2 \cdot e) \cdot (b - 2 \cdot e) \\ A_3 &= 120 \cdot 100 - (120 - 2 \cdot 7) \cdot (100 - 2 \cdot 7) \\ A_3 &= 2884 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

$$I_{z,3} = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 - \frac{1}{12} \cdot (b - 2 \cdot e) \cdot (h - 2 \cdot e)^3$$

$$I_{z,3} = \frac{1}{12} \cdot 100 \cdot 120^3 - \frac{1}{12} \cdot (100 - 2 \cdot 7) \cdot (120 - 2 \cdot 7)^3$$

$$I_{z,3} = 5864385,33 \text{ mm}^4$$

$$W_{z,3} = \frac{I_{z,3}}{(h/2)}$$

$$W_{z,3} = \frac{5864385,33}{60}$$

$$W_{z,3} = 97739,75 \text{ mm}^3$$

Deberemos calcular la aceleración de los diferentes centros de gravedad de los elementos, conociendo la del cilindro hidráulico y que está anclado a una distancia de 3,1 metros del centro de giro del brazo.

$$V_{lineal} = V_{cil} \cdot \text{sen} \beta$$

$$V_{lineal} = 0,4 \cdot \text{sen } 10,95$$

$$V_{lineal} = 0,076 \text{ m/s}$$

$$\omega = \frac{V_{lineal}}{r}$$

$$\omega = \frac{0,076}{3,1}$$

$$\omega = 0,024 \text{ rad/s}$$

$$\alpha = \frac{\omega}{t_{arr}}$$

$$\alpha = \frac{0,024}{0,5}$$

$$\alpha = 0,049 \text{ rad/s}^2$$

$$a_3 = \alpha \cdot r_{CG}$$

$$a_3 = 0,049 \cdot 17,5$$

$$a_3 = 0,85 \text{ m/s}^2$$

$$a_{cesta} = \alpha \cdot r_{CG}$$

$$a_{cesta} = 0,049 \cdot 21,5$$

$$a_{cesta} = 1,05 \text{ m/s}^2$$

Sacaremos ahora las acciones ejercidas sobre la estructura, es decir, la fuerza de inercia del brazo, la fuerza ejercida por el peso de la cesta, su fuerza de inercia y el momento creado en el extremo del brazo por estas dos fuerzas (dado que hay una excentricidad de 0,5 metros entre el extremo del brazo y el punto de acción de las fuerzas nombradas).

$$P_{i3} = P_3 \cdot L_3 \cdot a_3$$

$$P_{i3} = 23,07 \cdot 7 \cdot 0,85$$

$$P_{i3} = 138,59 \text{ N}$$

$$F_{cesta} = (m_{cesta} + m_{carga}) \cdot g$$

$$F_{cesta} = (100 + 230) \cdot 9,8$$

$$F_{cesta} = 3234 \text{ N}$$

$$P_{icesta} = m_{cesta} \cdot a_{cesta}$$

$$P_{icesta} = 330 \cdot 1,05$$

$$P_{icesta} = 347,92 \text{ N}$$

$$M_{z,cesta} = (P_{icesta} + F_{cesta}) \cdot \frac{A}{2}$$

$$M_{z,cesta} = (347,92 + 3234) \cdot \frac{1}{2}$$

$$M_{z,cesta} = 1790,96 \text{ N/m}$$

Ilustraremos una figura de nuestro brazo con todas las acciones que recaen sobre él y comenzaremos seguidamente a calcular todos los esfuerzos.

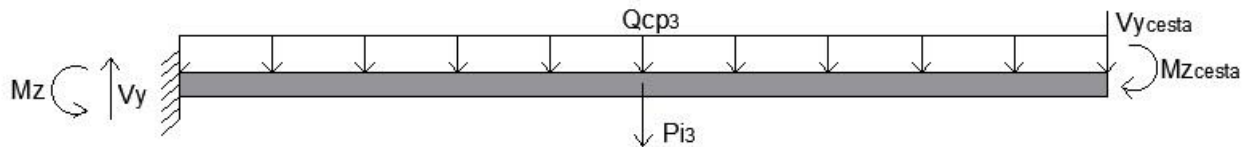


Figura A.1: Diagrama de sólido libre del tramo de brazo telescópico N.º 3.

$$V_{y,3} = F_{cesta} + P_{icesta} + P_{i3} + q_{CP3} \cdot L_3$$

$$V_{y,3} = 3234 + 347,92 + 138,59 + 226,1 \cdot 7$$

$$V_{y,3} = 5303,26 \text{ N}$$

$$M_{z,3} = F_{cesta} \cdot L_3 + P_{icesta} \cdot L_3 + P_{i3} \cdot \frac{L_3}{2} + q_{CP3} \cdot L_3 \cdot \frac{L_3}{2} + M_{z,cesta}$$

$$M_{z,3} = 3234 \cdot 7 + 347,92 \cdot 7 + 138,59 \cdot 3,5 + 226,1 \cdot 7 \cdot 3,5 + 1790,96$$

$$M_{z,3} = 32889,1 \text{ N/m}$$

A continuación, expondremos una imagen de los diagramas de esfuerzos obtenidos del tramo del brazo telescópico tres:

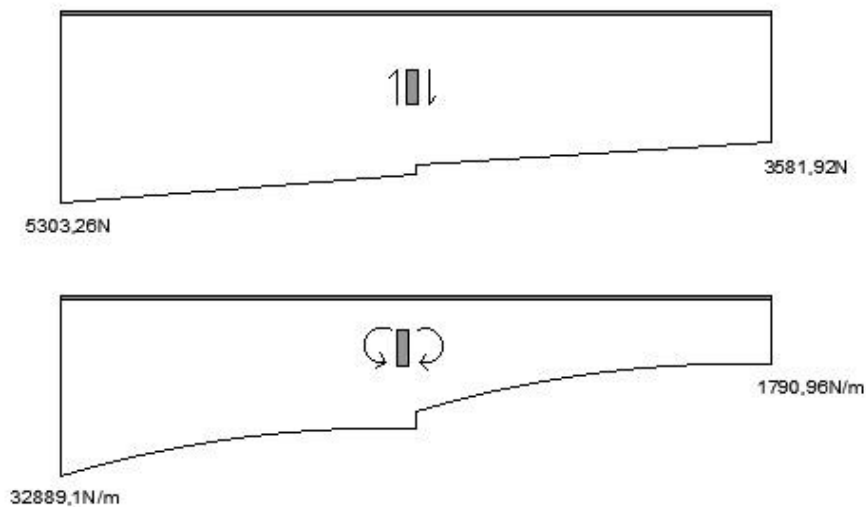


Figura A.2: Diagrama de esfuerzos del tramo de brazo telescópico N.º 3.

Comprobamos que el perfil es válido y cumple un coeficiente de seguridad 2, para ello calculamos las tensiones normales y tangenciales máximas en el empotramiento.

$$\begin{aligned}\sigma_3 &= \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_z} \\ \sigma_3 &= 0 + \frac{32889,1 \cdot 10^3}{97739,75} \\ \sigma_3 &= 336,49 \text{ MPa} \\ \tau_3 &= \frac{V_y}{A} + \frac{M_t}{I_o} \\ \tau_3 &= \frac{5303,26}{2884} + 0 \\ \tau_3 &= 1,83 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Dada la distribución de tensiones de un perfil rectangular expuesta a continuación, podemos observar que cuando la tensión normal es máxima, la tensión tangencial es cero y viceversa. Por ello mismo a la hora de calcular la tensión máxima de comparación nos centraremos en los extremos, donde la tensión normal es máxima.

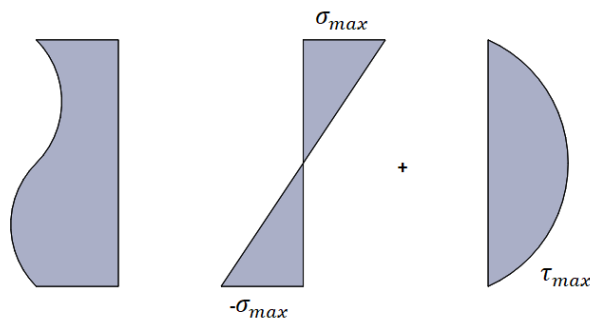


Figura A.3: Distribución de tensiones normales y tangenciales en un perfil rectangular.

Nos guiaremos por el método de Diseño por resistencia estática para comprobar que el perfil utilizado para el brazo cumple el coeficiente de seguridad requerido.

$$\begin{aligned}\tau_{max,3} &= \sqrt{\left(\frac{\sigma_3}{2}\right)^2 + \tau_3^2} \\ \tau_{max,3} &= \sqrt{\left(\frac{336,49}{2}\right)^2 + 0} \\ \tau_{max,3} &= 168,24 \text{ MPa} \\ C_{s,3} &= \frac{\sigma_f}{2 \cdot \tau_{max,3}} \\ C_{s,3} &= \frac{700}{2 \cdot 168,24} \\ C_{s,3} &= 2,08 > 2\end{aligned}$$

## A.2. Dimensionamiento del brazo N.º 2.

Una vez conocemos el perfil utilizado para el brazo número tres, el peso de este y los esfuerzos transmitidos en el empotramiento hacia el brazo que ahora estudiaremos, tenemos todo lo necesario para dimensionar el brazo número dos.

Expondremos ahora todos los datos necesarios:

- Perfil del brazo N.º 2:

$$PERFIL\ 2 : \#160 . 140 . 7$$

- Longitud del brazo:

$$L_2 = 4,5\ m$$

- Límite elástico:

$$\sigma_f = 700\ MPa$$

- Densidad del material:

$$\delta = 8000\ kg/m^3$$

- Esfuerzo cortante transmitido:

$$V_{y,3} = 5303,26\ N$$

- Momento flector transmitido:

$$M_{z,3} = 32889,1\ N/m$$

- Aceleración angular del brazo telescópico:

$$\alpha = 0,049\ rad/s^2$$

Del mismo modo que en el apartado anterior, calcularemos los parámetros más importantes del perfil.

$$\begin{aligned} P_2 &= \delta \cdot h \cdot e \cdot 2 + \delta \cdot (b - 2 \cdot e) \cdot e \cdot 2 \\ P_2 &= 8000 \cdot 0,16 \cdot 0,007 \cdot 2 + 8000 \cdot (0,14 - 2 \cdot 0,007) \cdot 0,007 \cdot 2 \\ P_2 &= 32,03\ kg/m \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{CP2} &= P_2 \cdot g \\ q_{CP2} &= 32,032 \cdot 9.8 \\ q_{CP2} &= 313,91\ N/m \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_2 &= h \cdot b - (h - 2 \cdot e) \cdot (b - 2 \cdot e) \\ A_2 &= 160 \cdot 140 - (160 - 2 \cdot 7) \cdot (140 - 2 \cdot 7) \end{aligned}$$

$$A_2 = 4004 \text{ mm}^2$$

$$I_{z,2} = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 - \frac{1}{12} \cdot (b - 2 \cdot e) \cdot (h - 2 \cdot e)^3$$

$$I_{z,2} = \frac{1}{12} \cdot 140 \cdot 160^3 - \frac{1}{12} \cdot (140 - 2 \cdot 7) \cdot (160 - 2 \cdot 7)^3$$

$$I_{z,2} = 15109238,67 \text{ mm}^4$$

$$W_{z,2} = \frac{I_{z,2}}{(h/2)}$$

$$W_{z,2} = \frac{15109238,67}{80}$$

$$W_{z,2} = 188865,48 \text{ mm}^3$$

Calcularemos ahora la fuerza de inercia que presenta el brazo dos con ayuda de la aceleración angular dada como dato.

$$a_2 = \alpha \cdot r_{CG}$$

$$a_2 = 0,049 \cdot 11,75$$

$$a_2 = 0,57 \text{ m/s}^2$$

$$P_{i2} = P_2 \cdot L_2 \cdot a_2$$

$$P_{i2} = 32,03 \cdot 4,5 \cdot 0,57$$

$$P_{i2} = 83,05 \text{ N}$$

A continuación, una imagen con el diagrama de sólido libre de nuestro brazo y seguidamente calcularemos los esfuerzos máximos ejercidos en el empotramiento.

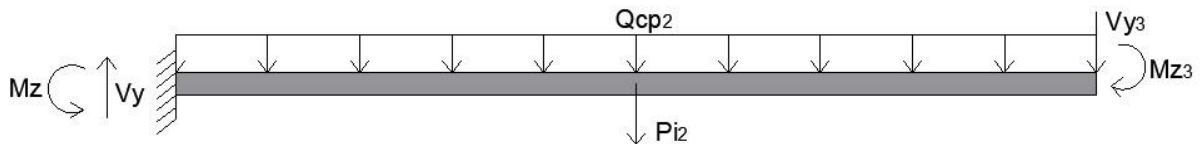


Figura A.3: Diagrama de sólido libre del tramo de brazo telescópico N.º 2.

$$V_{y,2} = V_{y,3} + P_{i2} + q_{CP2} \cdot L_2$$

$$V_{y,2} = 5303,26 + 83,05 + 313,91 \cdot 4,5$$

$$V_{y,2} = 6798,92 \text{ N}$$

$$M_{z,2} = M_{z,3} + V_{y,3} \cdot L_2 + P_{i2} \cdot \frac{L_2}{2} + q_{CP2} \cdot L_2 \cdot \frac{L_2}{2}$$

$$M_{z,2} = 32889,1 + 5303,26 \cdot 4,5 + 83,05 \cdot 2,25 + 313,91 \cdot 4,5 \cdot 2,25$$

$$M_{z,2} = 60119,02 \text{ N/m}$$

Conocidos todos los esfuerzos podemos sacar las tensiones máximas de nuestra estructura, no sin antes hacer su diagrama de esfuerzos.

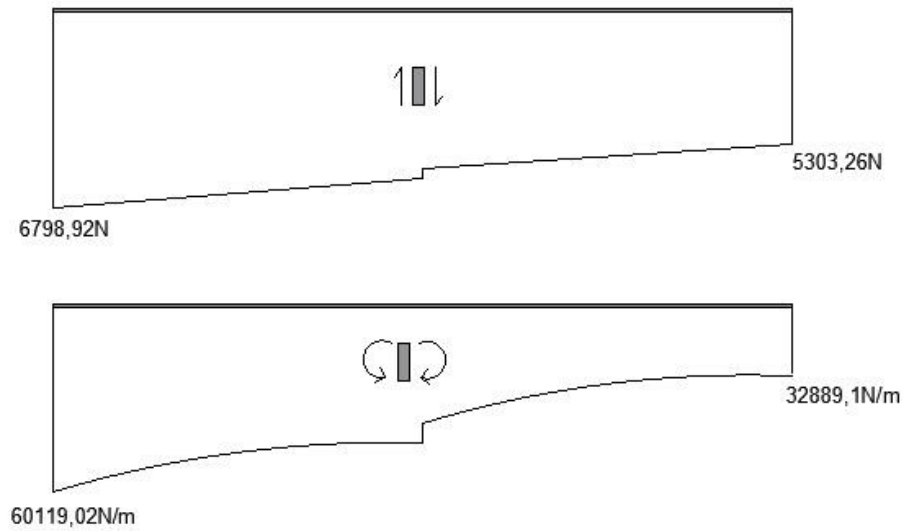


Figura A.4: Diagrama esfuerzos del tramo de brazo telescópico N.º 2.

$$\sigma_2 = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_z}$$

$$\sigma_2 = 0 + \frac{60119,02 \cdot 10^3}{188865,48}$$

$$\sigma_2 = 318,31 \text{ MPa}$$

$$\tau_2 = \frac{V_y}{A} + \frac{M_t}{I_o}$$

$$\tau_2 = \frac{6798,92}{4004} + 0$$

$$\tau_2 = 1,69 \text{ MPa}$$

Calcularemos la tensión máxima de comparación y comprobaremos que el coeficiente de seguridad no es menor a dos.

$$\tau_{max,2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_2}{2}\right)^2 + \tau_2^2}$$

$$\tau_{max,2} = \sqrt{\left(\frac{318,31}{2}\right)^2 + 0}$$

$$\tau_{max,2} = 159,15 \text{ MPa}$$

$$C_{S,2} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot \tau_{max,2}}$$

$$C_{S,2} = \frac{700}{2 \cdot 159,15}$$

$$C_{S,2} = 2,19 > 2$$



### A.3. Dimensionamiento del brazo N.º 1.

Es momento de dimensionar el último brazo de los tres que componen nuestra plataforma elevadora. Este caso será diferente a los anteriores dado que esta barra no estará empotrada, si no que estará biapoyada como expondremos más adelante en el diagrama de sólido libre.

De la misma forma que en los dos apartados anteriores, se exponen a continuación los datos principales para el cálculo:

- Perfil del brazo N.º 1:

$$PERFIL\ 1 : \#200 . 180 . 9$$

- Longitud del brazo:

$$L_1 = 9,5\ m$$

- Límite elástico:

$$\sigma_f = 700\ MPa$$

- Densidad del material:

$$\delta = 8000\ kg/m^3$$

- Esfuerzo cortante transmitido:

$$V_{y,2} = 6798,92\ N$$

- Momento flector transmitido:

$$M_{z,2} = 60119,02\ N/m$$

- Aceleración angular del brazo telescópico:

$$\alpha = 0,049\ rad/s^2$$

$$\begin{aligned} P_1 &= \delta \cdot h \cdot e \cdot 2 + \delta \cdot (b - 2 \cdot e) \cdot e \cdot 2 \\ P_1 &= 8000 \cdot 0,2 \cdot 0,009 \cdot 2 + 8000 \cdot (0,18 - 2 \cdot 0,009) \cdot 0,009 \cdot 2 \\ P_1 &= 52,12\ kg/m \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{CP1} &= P_1 \cdot g \\ q_{CP1} &= 52,12 \cdot 9.8 \\ q_{CP1} &= 510,85\ N/m \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_1 &= h \cdot b - (h - 2 \cdot e) \cdot (b - 2 \cdot e) \\ A_1 &= 200 \cdot 180 - (200 - 2 \cdot 9) \cdot (180 - 2 \cdot 9) \\ A_1 &= 6516\ mm^2 \end{aligned}$$

$$I_{z,1} = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 - \frac{1}{12} \cdot (b - 2 \cdot e) \cdot (h - 2 \cdot e)^3$$

$$I_{z,1} = \frac{1}{12} \cdot 180 \cdot 200^3 - \frac{1}{12} \cdot (180 - 2 \cdot 9) \cdot (200 - 2 \cdot 9)^3$$

$$I_{z,1} = 38614332 \text{ mm}^4$$

$$W_{z,1} = \frac{I_{z,1}}{(h/2)}$$

$$W_{z,1} = \frac{38614332}{100}$$

$$W_{z,1} = 386143,32 \text{ mm}^3$$

Dado que el brazo principal que estamos estudiando no está empotrado, vamos a tener que calcular en primer lugar la fuerza de inercia del brazo y las reacciones que actúan en los apoyos para poder después sacar los esfuerzos máximos. Ilustraremos a continuación las fuerzas implicadas en este diagrama de sólido libre:

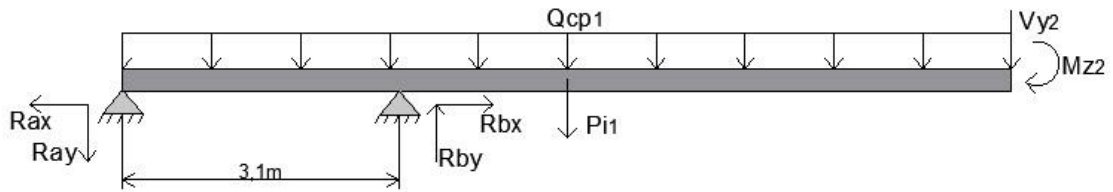


Figura A.5: Diagrama de sólido libre del brazo telescópico N.º 1.

Para calcular las reacciones haremos un equilibrio de fuerzas, incluyendo un sumatorio de momentos en el punto B de la barra, donde se encuentra el apoyo unido al cilindro hidráulico, no sin antes sacar la fuerza de inercia necesaria para el cálculo de las reacciones.

$$a_1 = \alpha \cdot r_{CG}$$

$$a_1 = 0,049 \cdot 4,75$$

$$a_1 = 0,23 \text{ m/s}^2$$

$$P_{i1} = P_1 \cdot L_1 \cdot a_1$$

$$P_{i1} = 52,12 \cdot 9,5 \cdot 0,23$$

$$P_{i1} = 115,35 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$\sum M_B = M_{z,2} + V_{y,2} \cdot (L_1 - 3,1) + q_{CP1} \cdot (L_1 - 3,1) \cdot \frac{(L_1 - 3,1)}{2} + P_{i1} \cdot \left(\frac{L_1}{2} - 3,1\right) - R_{Ay} \cdot 3,1 - q_{CP1} \cdot 3,1 \cdot \frac{3,1}{2} = 0$$

$$\sum M_B = 60119,02 + 6798,92 \cdot 6,4 + 510,85 \cdot 6,4 \cdot \frac{6,4}{2} + 115,35 \cdot 1,65 - R_{Ay} \cdot 3,1$$

$$-510,85 \cdot 3,1 \cdot \frac{3,1}{2} = 0$$

$$R_{Ay} = 36074,23 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{By} = V_{y,2} + R_{Ay} + P_{i1} + q_{CP1} \cdot L_1$$

$$R_{By} = 6798,92 + 36074,23 + 115,35 + 510,85 \cdot 9,5$$

$$R_{By} = 47841,62 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{Bx} = R_{Ax} = \left( \frac{R_{By}}{\text{sen}(\beta)} \right) \cdot \cos(\beta)$$

$$R_{Bx} = R_{Ax} = \left( \frac{47841,62}{\text{sen}(10,95^\circ)} \right) \cdot \cos(10,95^\circ)$$

$$R_{Bx} = R_{Ax} = 247181,74 \text{ N}$$

Una vez tenemos las reacciones podemos empezar a calcular los esfuerzos y tensiones máximas.

$$V_{y,1} = q_{CP1} \cdot 3,1 + R_{Ay}$$

$$V_{y,1} = 510,85 \cdot 3,1 + 36074,23$$

$$V_{y,1} = 37657,88 \text{ N}$$

$$M_{z,1} = q_{CP1} \cdot 3,1 \cdot \frac{3,1}{2} + R_{Ay} \cdot 3,1$$

$$M_{z,1} = 510,85 \cdot 3,1 \cdot \frac{3,1}{2} + 36074,23 \cdot 3,1$$

$$M_{z,1} = 114284,78 \text{ N/m}$$

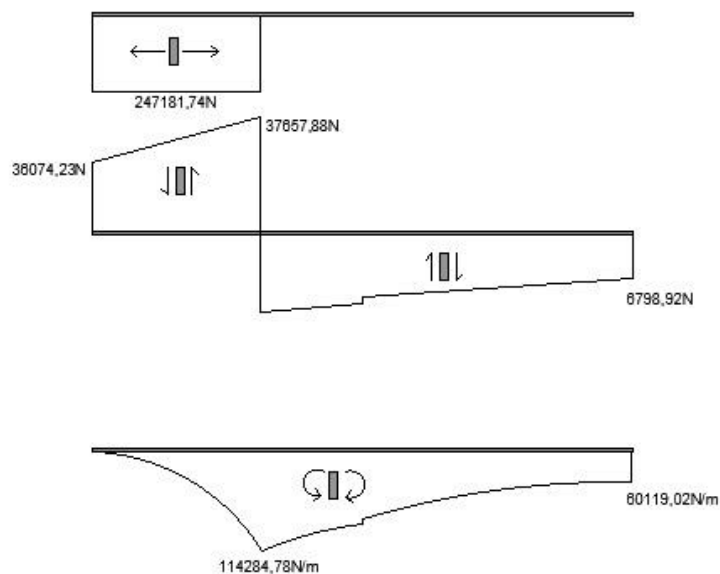


Figura A.6: Diagrama esfuerzos del tramo de brazo telescópico N.º 1.

$$\sigma_1 = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_z}$$

$$\sigma_1 = \frac{247181,74}{6516} + \frac{114284,78 \cdot 10^3}{386143,32}$$

$$\sigma_1 = 333,89 \text{ MPa}$$

$$\tau_1 = \frac{V_y}{A} + \frac{M_t}{I_o}$$

$$\tau_1 = \frac{37657,88}{6516} + 0$$

$$\tau_1 = 5,77 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max,1} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_2}{2}\right)^2 + \tau_2^2}$$

$$\tau_{max,1} = \sqrt{\left(\frac{333,89}{2}\right)^2 + 0}$$

$$\tau_{max,1} = 166,9 \text{ MPa}$$

$$C_{s,1} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot \tau_{max,1}}$$

$$C_{s,1} = \frac{700}{2 \cdot 166,9}$$

$$C_{s,1} = 2,09 > 2$$

Todos y cada uno de los perfiles estudiados para su dimensionamiento cumplen con los coeficientes de seguridad previamente fijados, por ello, concluimos con el dimensionamiento de los brazos telesc3picos de nuestra plataforma.

## Anexo B

# Cálculo de la fuerza máxima ejercida por el cilindro hidráulico.

### B.1 Cálculo de la fuerza a ejercer por el cilindro hidráulico en la posición más desfavorable

Una vez dimensionados los tres tramos del brazo telescópico y conociendo el peso de la cesta, tenemos todos los datos para empezar a calcular la fuerza máxima que tendrá que soportar el cilindro hidráulico que acciona la máquina.

Para ello deberemos hacer un barrido de todas las posiciones o ángulos en los que la máquina va a trabajar. Desde los  $-5^\circ$  en los que la máquina está en reposo, hasta los  $80^\circ$  en donde la misma alcanza su máxima verticalidad o inclinación, teniendo en cuenta la fuerza para soportar el peso del brazo estáticamente y la fuerza de inercia para ponerlo en movimiento.

Como se estudia en el Capítulo 3 y especifica la Tabla 3.1, la posición en la que el cilindro tiene que ejercer mayor fuerza para sustentar el brazo estáticamente es la posición de  $80^\circ$ . Así pues, nos centraremos en el cálculo de la fuerza a ejercer por el cilindro únicamente en esa posición.

Presentamos ahora los datos de partida con los que comenzaremos el cálculo:

- Ángulo del brazo telescópico con la horizontal:

$$\alpha = 80^\circ$$

- Ángulo del cilindro hidráulico con la horizontal:

$$\beta = 81,61^\circ$$

- Peso del Brazo N.º 1:

$$P_1 = 495,21 \text{ kg} = 4853,11 \text{ N}$$

- Peso del Brazo N.º 2:

$$P_2 = 144,14 \text{ kg} = 1412,61 \text{ N}$$

- Peso del Brazo N.º 3:

$$P_3 = 161,5 \text{ kg} = 1582,73 \text{ N}$$

- Peso de la cesta y la carga máxima:

$$P_{cesta} = 330 \text{ kg} = 3234 \text{ N}$$

Previamente al comienzo de los cálculos para resultar con la fuerza del cilindro, ilustraremos el diagrama de sólido libre del brazo telescópico sin tener en cuenta las fuerzas inerciales en una posición cualquiera  $\alpha$ .

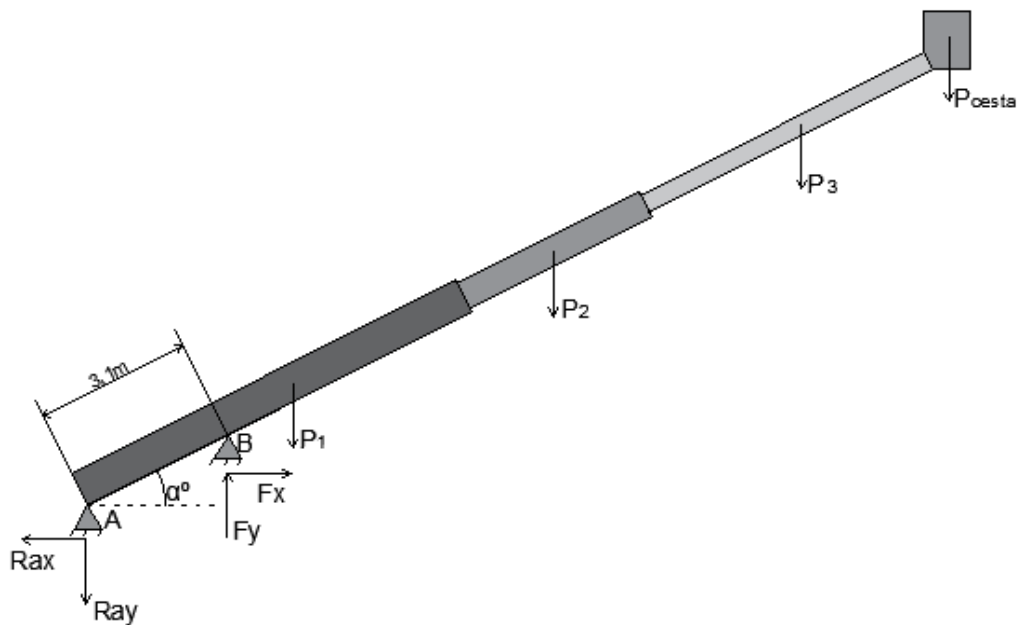


Figura B.1: Diagrama sólido libre del brazo telescópico.

Haremos ahora un equilibrio de momentos en el apoyo A para resultar con la fuerza vertical ejercida por el cilindro en el punto B. Pondremos en función de la fuerza total las componentes vertical y horizontal de la misma, dado que las dos ejercen momento sobre la barra cuando la posición del brazo con la horizontal es distinta a  $0^\circ$ .

$$F_y = F \cdot \text{sen } \beta$$

$$F_x = F \cdot \text{cos } \beta$$

$$\begin{aligned}
\sum M_A &= 0 \\
\sum M_A &= F_y \cdot L_{AB} \cdot \cos \alpha - F_x \cdot L_{AB} \cdot \sin \alpha \\
\sum M_A &= P_1 \cdot \frac{L_1}{2} \cdot \cos \alpha + P_2 \cdot \left(L_1 + \frac{L_2}{2}\right) \cdot \cos \alpha + P_3 \cdot \left(L_1 + L_2 + \frac{L_3}{2}\right) \cdot \cos \alpha \\
&\quad + P_{cesta} \cdot \left(\left(L_1 + L_2 + L_3\right) \cdot \cos \alpha + \frac{A}{2}\right) = 0
\end{aligned}$$

Sustituimos entonces las ecuaciones de las componentes de la fuerza resultante en el sumatorio de momentos.

$$\begin{aligned}
\sum M_A &= F \cdot \sin \beta \cdot L_{AB} \cdot \cos \alpha - F \cdot \cos \beta \cdot L_{AB} \cdot \sin \alpha \\
\sum M_A &= P_1 \cdot \frac{L_1}{2} \cdot \cos \alpha + P_2 \cdot \left(L_1 + \frac{L_2}{2}\right) \cdot \cos \alpha + P_3 \cdot \left(L_1 + L_2 + \frac{L_3}{2}\right) \cdot \cos \alpha \\
&\quad + P_{cesta} \cdot \left(\left(L_1 + L_2 + L_3\right) \cdot \cos \alpha + \frac{A}{2}\right) = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\sum M_A &= F \cdot \sin 81,61 \cdot 3,1 \cdot \cos 80 - F \cdot \cos 81,61 \cdot 3,1 \cdot \sin 80 \\
\sum M_A &= 4853,11 \cdot \frac{9,5}{2} \cdot \cos 80 + 1412,61 \cdot \left(9,5 + \frac{4,5}{2}\right) \cdot \cos 80 + 1582,73 \\
&\quad \cdot \left(9,5 + 4,5 + \frac{7}{2}\right) \cdot \cos 80 + 3234 \cdot \left(\left(9,5 + 4,5 + 7\right) \cdot \cos 80 + \frac{1}{2}\right) = 0
\end{aligned}$$

$$F = 286999,97 \text{ N}$$

Así pues, la reacción sobre el brazo telescópico calculada será la fuerza que deberá hacer el cilindro hidráulico para mantener o soportar el brazo estáticamente.

## B.2 Cálculo de la fuerza de inercia y total a ejercer por el cilindro hidráulico.

Conocemos la fuerza que necesita ejercer el cilindro para mantener en posición al brazo telescópico, pero a esta le debemos sumar la fuerza que necesita hacer para moverlo, es decir, la fuerza de inercia.

Aunque el brazo ya se encuentre en su posición máxima y no pueda ir más allá, tendremos en cuenta de todas formas la fuerza de inercia, de esta manera daremos también un margen de error al cilindro hidráulico.

A la hora de sacar la fuerza de inercia como hemos hecho previamente, necesitaremos conocer los pesos inerciales de cada uno de los elementos del brazo telescópico que se oponen al movimiento de este. Para ello conocemos la masa de los elementos, pero deberemos calcular la aceleración del centro de gravedad de cada uno de ellos, dado que la sacada anteriormente en el dimensionamiento de los perfiles es la calculada en la posición de 0°, y ahora necesitamos calcularla a 80°.

De la misma forma que en el Anexo A, la velocidad máxima del cilindro será 0,4 m/s con un tiempo aproximado de arranque de 0,5 segundos. La masa de cada uno de los brazos será la misma que la utilizada hasta ahora.

Calcularemos en primer lugar la velocidad lineal del brazo principal a una distancia del centro de giro de 3,1 metros (posición en la que el cilindro hidráulico está anclado). Con ayuda de la trigonometría podemos calcularla fácilmente:

$$\begin{aligned}V_{lineal} &= V_{cil} \cdot \text{sen}(\beta - \alpha) \\V_{lineal} &= 0,4 \cdot \text{sen}(81,61 - 80) \\V_{lineal} &= 0,011 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Conociendo la velocidad lineal y el radio podemos conocer la velocidad y aceleración angulares a la que se mueve el brazo telescópico en conjunto:

$$\begin{aligned}\omega &= \frac{V_{lineal}}{r} & \alpha &= \frac{\omega}{t_{arr}} \\ \omega &= \frac{0,011}{3,1} & \alpha &= \frac{0,003}{0,5} \\ \omega &= 0,003 \text{ rad/s} & \alpha &= 0,007 \text{ rad/s}^2\end{aligned}$$

Ahora que sabemos cuál es la aceleración angular del brazo podemos calcular las aceleraciones lineales de cada uno de los elementos del brazo telescópico y calcular así su peso inercial:

$$\begin{aligned}a_1 &= \alpha \cdot r_{CG} & P_{i1} &= m_1 \cdot a_1 \\ a_1 &= 0,007 \cdot 4,75 & P_{i1} &= 495,21 \cdot 0,034 \\ a_1 &= 0,034 \text{ m/s}^2 & P_{i1} &= 17,12 \text{ N}\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
a_2 &= \alpha \cdot r_{CG} & P_{i2} &= m_2 \cdot a_2 \\
a_2 &= 0,007 \cdot 11,75 & P_{i2} &= 144,14 \cdot 0,085 \\
a_2 &= 0,085 \text{ m/s}^2 & P_{i2} &= 12,33 \text{ N}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
a_3 &= \alpha \cdot r_{CG} & P_{i3} &= m_3 \cdot a_3 \\
a_3 &= 0,007 \cdot 17,5 & P_{i3} &= 161,5 \cdot 0,127 \\
a_3 &= 0,127 \text{ m/s}^2 & P_{i3} &= 20,58 \text{ N}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
a_{cesta} &= \alpha \cdot r_{CG} & P_{icesta} &= m_{cesta} \cdot a_{cesta} \\
a_{cesta} &= 0,007 \cdot 21,5 & P_{icesta} &= 330 \cdot 0,156 \\
a_{cesta} &= 0,156 \text{ m/s}^2 & P_{icesta} &= 51,66 \text{ N}
\end{aligned}$$

De igual manera que en el apartado anterior, haremos un sumatorio de momentos en el punto A tomando esta vez como acciones sobre el brazo las fuerzas inerciales de cada componente y sustituiremos las componentes vertical y horizontal de la fuerza de inercia en la ecuación para calcular la resultante inercial. El diagrama de sólido libre del brazo será el mismo, pero tomando esta vez las fuerzas de inercia en vez de las másicas.

$$\begin{aligned}
F_{i,y} &= F_i \cdot \text{sen } \beta \\
F_{i,x} &= F_i \cdot \cos \beta
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\sum M_A &= 0 \\
\sum M_A &= F_{i,y} \cdot L_{AB} \cdot \cos \alpha - F_{i,x} \cdot L_{AB} \cdot \text{sen } \alpha \\
\sum M_A &= P_{i1} \cdot \frac{L_1}{2} \cdot \cos \alpha + P_{i2} \cdot \left( L_1 + \frac{L_2}{2} \right) \cdot \cos \alpha + P_{i3} \cdot \left( L_1 + L_2 + \frac{L_3}{2} \right) \cdot \cos \alpha \\
&\quad + P_{icesta} \cdot \left( (L_1 + L_2 + L_3) \cdot \cos \alpha + \frac{A}{2} \right) = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\sum M_A &= F_i \cdot \text{sen } \beta \cdot L_{AB} \cdot \cos \alpha - F_i \cdot \cos \beta \cdot L_{AB} \cdot \text{sen } \alpha \\
\sum M_A &= 64,22 \cdot \frac{9,5}{2} \cdot \cos 355 + 46,59 \cdot \left( 9,5 + \frac{4,5}{2} \right) \cdot \cos 355 + 77,16 \\
&\quad \cdot \left( 9,5 + 4,5 + \frac{7}{2} \right) \cdot \cos 355 + 193,7 \cdot \left( (9,5 + 4,5 + 7) \cdot \cos 355 + \frac{1}{2} \right) = 0
\end{aligned}$$

$$F_i = 5399,48 \text{ N}$$

Una vez conocemos la fuerza de inercia necesaria para que el cilindro hidráulico mueva el brazo y la fuerza que tiene que hacer para mantenerlo, podemos sacar la fuerza total máxima que debería hacer el cilindro para así, que el siguiente paso sea dimensionarlo.

$$\begin{aligned}
F_{tot} &= F_i + F \\
F_{tot} &= 5399,48 + 286999,97 \\
F_{tot} &= 292399,46 \text{ N}
\end{aligned}$$



## Anexo C

# Dimensionamiento del cilindro hidráulico.

### C.1. Dimensionamiento del pistón.

En este anexo dimensionaremos el cilindro hidráulico principal que sustenta el brazo telescópico de nuestra plataforma. En primer lugar, dimensionaremos el pistón, siguiendo por el vástago y finalizando por la camisa.

También calcularemos más adelante la fuerza de avance y retroceso real de nuestro cilindro una vez dimensionado y a su vez, el caudal necesario para alimentarlo.

La presión utilizada en este tipo de componentes para grúas suele rondar entre los 180 y 220 bar, así que oscilaremos entre esos datos y utilizaremos en nuestro caso una presión de 200 bar.

Los datos son los siguientes:

- Fuerza total a ejercer:

$$F_{tot} = 292399,46 \text{ N}$$

- Presión de trabajo:

$$P = 200 \text{ bar} = 20 \text{ MPa}$$

- Velocidad máxima del cilindro hidráulico:

$$V_{cil} = 0,4 \text{ m/s}$$

- Límite elástico del pistón:

$$\sigma_f = 340 \text{ MPa}$$

Comenzaremos por calcular el área del pistón y después haremos una aproximación a los tamaños estándar, recalculando finalmente la presión de trabajo final.

$$A_{pistón} = \frac{F_{tot}}{p}$$

$$A_{pistón} = \frac{292399,46}{20}$$

$$A_{pistón} = 14619,97 \text{ mm}^2$$

El área estandarizada de los catálogos que hemos elegido es:

$$A_{pistón} = 20106 \text{ mm}^2$$

$$d_{pistón} = 160 \text{ mm}$$

Calculamos ahora la nueva presión de trabajo.

$$P = \frac{F_{tot}}{A_{pistón}}$$

$$P = \frac{292399,46}{20106}$$

$$P = 14,54 \text{ MPa}$$

Con los resultados obtenidos podemos calcular el caudal necesario para alimentar el cilindro hidráulico.

$$Q = A_{pistón} \cdot V_{cil}$$

$$Q = 20106 \cdot 10^{-6} \cdot 0,4$$

$$Q = 0,008 \text{ m}^3/\text{s} = 482,54 \text{ l/min}$$

## C.2. Dimensionamiento del vástago.

El dimensionamiento del vástago lo haremos ayudándonos de una gráfica que mostraremos más adelante, en la que podremos elegir el diámetro de este introduciendo la fuerza total a ejercer por el cilindro hidráulico y la longitud de pandeo que calcularemos a continuación.

La longitud de pandeo la calcularemos multiplicando la longitud del vástago por el factor de pandeo, que varía según la unión entre el cilindro y la bancada. En nuestro caso el cilindro se une por un extremo a la base de la plataforma y por el otro al brazo telescópico.

Deberemos calcular también la longitud máxima de nuestro cilindro hidráulico para después así calcular la del vástago.

Los datos de partida son los siguientes:

- Fuerza total a ejercer:

$$F_{tot} = 292399,46 \text{ N}$$

- Ángulo máximo que alcanza el brazo con la horizontal:

$$\alpha_{max} = 80^\circ$$

- Factor de pandeo:

$$\beta = 2$$

- Presión de trabajo real:

$$P = 145,4 \text{ bar} = 14,54 \text{ MPa}$$

- Límite elástico del vástago:

$$\sigma_f = 340 \text{ MPa}$$

Como ya hemos mencionado, calcularemos ahora la longitud máxima de nuestro cilindro hidráulico y para ello deberemos calcular primero el ángulo máximo de nuestro cilindro con la horizontal. Para la mejor visualización del cálculo lo ilustraremos con la siguiente figura:

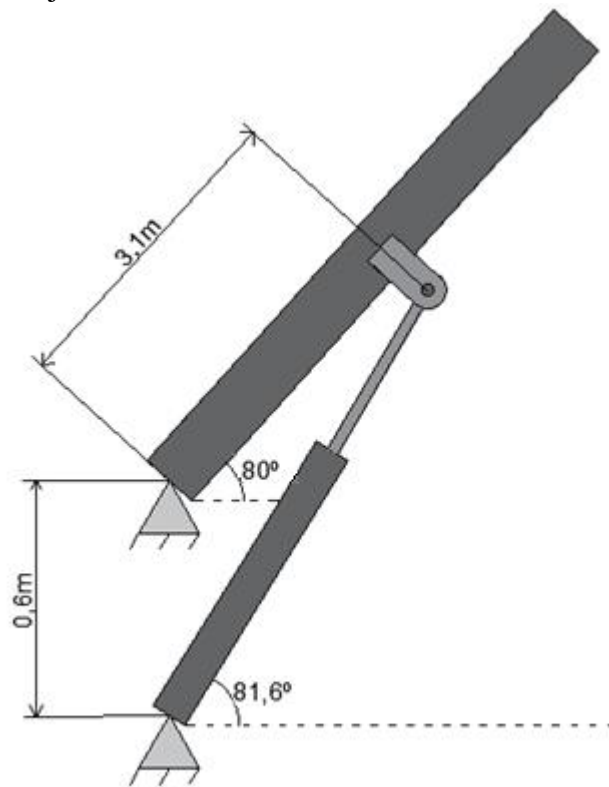


Figura C.1: Inclinación máxima del brazo telescópico y del cilindro hidráulico.

$$\alpha_{max} = 80^{\circ}$$

$$\beta_{max} = \arctg\left(\frac{0,6 + 3,1 \cdot \text{sen}(\alpha_{max})}{3,1 \cdot \cos(\alpha_{max})}\right)$$

$$\beta_{max} = 81,61^{\circ}$$

$$L_{max,cil} = \frac{0,6 + 3,1 \cdot \text{sen}(\alpha_{max})}{\text{sen}(\beta_{max})}$$

$$L_{max,cil} = 3,7 \text{ m}$$

Conociendo la longitud máxima del cilindro hidráulico podemos calcular la longitud total del vástago y seguidamente la longitud de pandeo con ayuda del factor de pandeo mencionado con anterioridad.

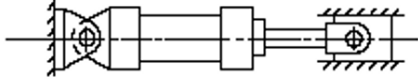
Tipo de fijación cilindro	Esquema de montaje	Factor de pandeo ( $\beta$ )
<p>Unión con vástago articulada y guiado</p> <p>Cilindro fijado mediante articulación en parte posterior</p>		2.0

Figura C.2: Tabla de elección de factor de pandeo.

$$L_{vástago} = \frac{L_{max,cil}}{2}$$

$$L_{vástago} = \frac{3,7}{2}$$

$$L_{vástago} = 1,85 \text{ m}$$

$$L_{pandeo} = L_{vástago} \cdot \beta$$

$$L_{pandeo} = 1,85 \cdot 2$$

$$L_{pandeo} = 3,7 \text{ m}$$

Con este último dato calculado y la fuerza máxima a ejercer por el cilindro hidráulico debemos ir a consultar la gráfica mencionada y ver que diámetro de vástago podríamos elegir.

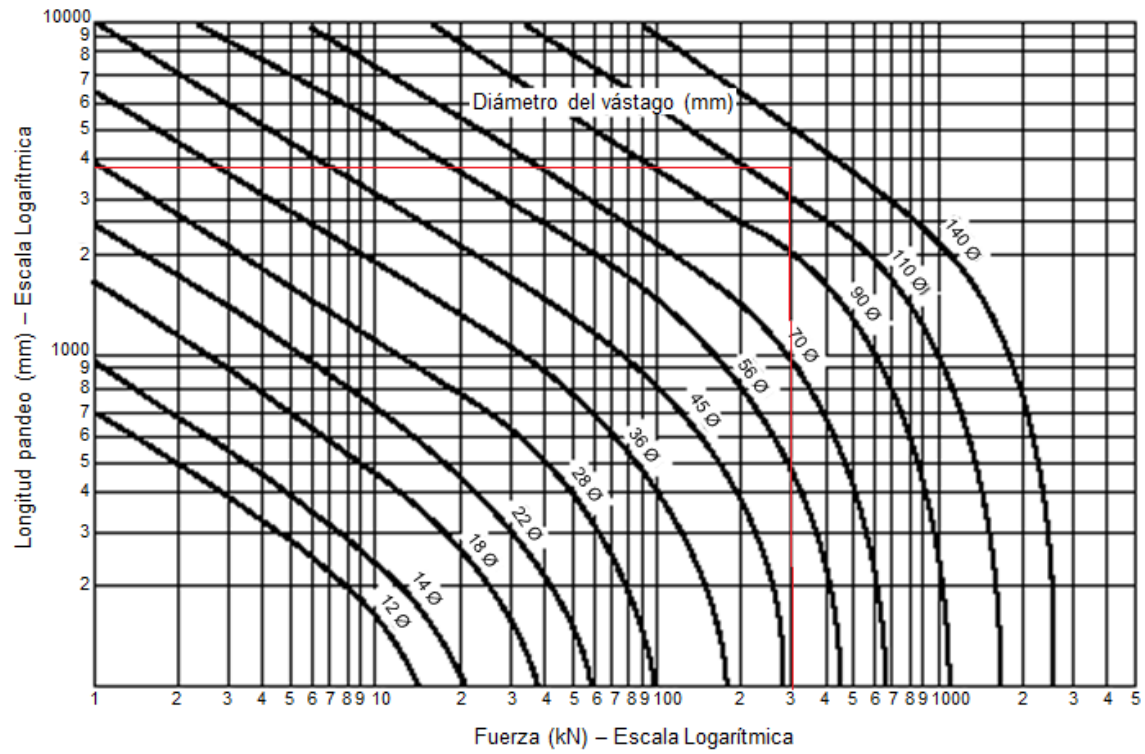


Figura C.3: Gráfica de elección del vástago del cilindro hidráulico.

Una vez hemos consultado la gráfica, podemos deducir las dimensiones del vástago:

$$\begin{aligned}d_{vástago} &= 140 \text{ mm} \\ A_{vástago} &= 15393,8 \text{ mm}^2\end{aligned}$$

Con los resultados obtenidos podemos calcular la fuerza de avance real que será capaz de hacer el cilindro hidráulico.

$$\begin{aligned}F_{avance} &= P \cdot \frac{\pi \cdot d_{pistón}^2}{4} \\ F_{avance} &= 14,54 \cdot \frac{\pi \cdot 160^2}{4} \\ F_{avance} &= 292402,26 \text{ N}\end{aligned}$$



### C.3. Dimensionamiento de la camisa.

Para finalizar con el dimensionamiento del cilindro hidráulico deberemos calcular el espesor de la camisa que recubrirá el pistón y el vástago.

Predimensionaremos dicho espesor con el método de pared delgada utilizando un coeficiente de seguridad dos. Si el espesor resultante es menor que el diámetro del pistón entre cuarenta, deberemos recalcarlo utilizando el método de pared gruesa.

Los datos de partida son los siguientes:

- Presión de trabajo:

$$P = 145,4 \text{ bar} = 14,54 \text{ MPa}$$

- Límite elástico de la camisa:

$$\sigma_f = 355 \text{ MPa}$$

Como hemos comentado, probaremos a utilizar el método de pared delgada para predimensionar el espesor de la camisa y comprobar que cumple sus propias condiciones de uso.

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 \cdot \tau_{max}}$$
$$2 = \frac{355}{2 \cdot \tau_{max}}$$
$$\tau_{max} = 88,75 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1}{2}$$
$$\sigma_1 = 177,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_1 = \frac{P \cdot d}{2 \cdot e}$$
$$177,5 = \frac{14,54 \cdot 160}{2 \cdot e}$$
$$e = 6,55 > \frac{d}{40} = 4$$

Dado que no se cumplen las condiciones de uso del método de pared delgada, deberemos recalcularlo mediante el método de pared gruesa. Este es un proceso iterativo en el que tendremos que repetir los cálculos una y otra vez hasta que consigamos dar con el coeficiente de seguridad deseado. Por ello mismo plasmaremos las fórmulas utilizadas en el proceso y seguidamente recogeremos todos los resultados obtenidos en una tabla, eligiendo finalmente el espesor más recomendable para la camisa del cilindro. Las fórmulas utilizadas en el cálculo son las siguientes:

$$r_i = \frac{d_{pistón}}{2}$$

$$r_o = r_i + e$$

$$\sigma_1 = \frac{P \cdot (r_o^2 + r_i^2)}{r_o^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_3 = -P$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{2 \cdot \tau_{max}}$$

Reuniremos ahora todos los resultados obtenidos según cada uno de los espesores elegidos al principio de cada cálculo en la siguiente tabla:

<b>e (mm)</b>	<b>r<sub>i</sub> (mm)</b>	<b>r<sub>o</sub> (mm)</b>	<b>P (MPa)</b>	<b>σ<sub>1</sub>(MPa)</b>	<b>σ<sub>3</sub>(MPa)</b>	<b>τ<sub>max</sub>(MPa)</b>	<b>C<sub>s</sub></b>
7	80	87	14,54	173,78	-14,54	94,16	1,88
8	80	88	14,54	153,04	-14,54	83,79	2,11
9	80	89	14,54	136,92	-14,54	75,73	2,34
10	80	90	14,54	124,04	-14,54	69,29	2,56

Tabla C.1: Resultados del cálculo del espesor de la camisa a través del método de pared gruesa.

El espesor elegido finalmente para nuestra camisa es de 8 milímetros.

## Anexo D

# Dimensionamiento de la unión entre el cilindro y el brazo telescópico.

### D.1. Dimensionamiento del diámetro del bulón.

En este primer apartado del anexo dimensionaremos el diámetro del bulón o pasador que irá dentro de las orejetas de la unión entre el brazo telescópico y el cilindro hidráulico.

El dimensionamiento lo haremos basándonos en el fallo por cortadura del bulón, usando el mismo coeficiente de seguridad que usaremos para todo este tipo de elementos en las uniones, un coeficiente de seguridad dos.

De nuevo, expondremos todos los datos de partida para el cálculo:

- Fuerza total del cilindro en la posición del brazo telescópico de 80°:

$$F_{tot} = 292399,46 \text{ N}$$

- Límite elástico del bulón:

$$\sigma_f = 340 \text{ MPa}$$

En primer lugar, calcularemos la tensión máxima a soportar por el elemento y después, una vez conozcamos la tensión máxima y la fuerza que deberá soportar, podremos sacar el área. No debemos olvidar que al tratarse de una unión con dos orejetas la fuerza que deberá soportar el pasador será la mitad de la total.

$$C_S = \frac{\sigma_f}{2 \cdot \tau_{max}} \qquad \tau_{max} = \frac{F_{tot}/2}{\pi \cdot d^2/4}$$

$$\tau_{max} = \frac{340}{2 \cdot 2} \qquad 85 = \frac{292399,46/2}{\pi \cdot d^2/4}$$

$$\tau_{max} = 85 \text{ MPa} \qquad d = 33,09 \text{ mm} = 34 \text{ mm}$$

## D.2. Dimensionamiento del espesor de las orejetas.

Una vez sabiendo cuales son las dimensiones del bulón podemos empezar a hacer los cálculos necesarios para resultar con el espesor de las orejetas.

Nos basaremos esta vez en el fallo por aplastamiento, utilizando de la misma forma que antes un coeficiente de seguridad dos.

Los datos para este cálculo serán los siguientes:

- Fuerza total del cilindro en la posición del brazo telescópico de 80°:

$$F_{tot} = 292399,46 \text{ N}$$

- Límite elástico de las orejetas:

$$\sigma_f = 355 \text{ MPa}$$

De la misma forma que en el apartado anterior, calcularemos la tensión máxima, después sacaremos la tensión de aplastamiento y finalmente el espesor.

$$C_S = \frac{\sigma_f}{2 \cdot \tau_{max}} \qquad \tau_{max} = \frac{\sigma_a}{2}$$

$$\tau_{max} = \frac{355}{2 \cdot 2} \qquad 88,75 = \frac{\sigma_a}{2}$$

$$\tau_{max} = 88,75 \text{ MPa} \qquad \sigma_a = 177,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{F_{tot}/2}{d \cdot e}$$

$$177,5 = \frac{292399,46/2}{34 \cdot e}$$

$$e = 24,22 \text{ mm} = 25 \text{ mm}$$

### D.3. Dimensionamiento del ancho de las orejetas.

En este apartado dimensionaremos el ancho de las orejetas de nuestra unión. Dado que ya conocemos cuál es el espesor, podremos calcular la inercia del perfil rectangular de las orejetas teniendo como incógnita la anchura.

La posición más desfavorable para las orejetas seguirá siendo, al igual que en los dos apartados anteriores, la posición de 80° del brazo telescópico con la horizontal. Como podemos comprobar en la tabla de resultados de la memoria, el momento máximo ejercido por el cilindro a las orejetas aumenta a medida que el brazo telescópico se inclina alcanzando su máxima verticalidad.

Haremos este cálculo basándonos en el fallo por flexión y compresión, con un coeficiente de seguridad de dos nuevamente.

Los datos necesarios son los siguientes:

- Fuerza total del cilindro en la posición del brazo telescópico de 0°:

$$F = 292399,46 \text{ N}$$

- Ángulo del cilindro hidráulico con la horizontal:

$$\beta = 81,61^\circ$$

- Límite elástico de las orejetas:

$$\sigma_f = 355 \text{ MPa}$$

Para proseguir con el cálculo deberemos calcular todas las fuerzas que actúan sobre las orejetas echando mano de la trigonometría y conociendo la fuerza total que ejerce el cilindro hidráulico sobre ellas. En la siguiente imagen se ilustran dichas fuerzas y el ángulo en el que actúan:

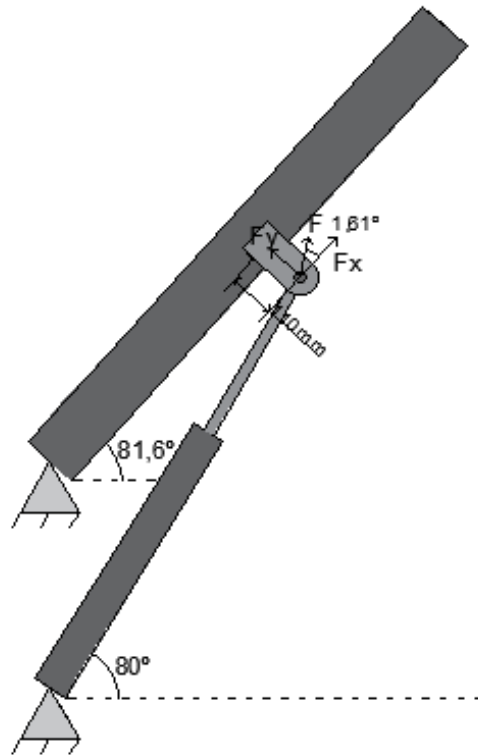


Figura D.1: Fuerzas actuando sobre las orejetas en la posición más desfavorable.

$$F_x = F_{tot} \cdot \cos(\beta - \alpha)$$

$$F_x = 292399,46 \cdot \cos(81,61 - 80)$$

$$F_x = 292283,04 \text{ N}$$

$$F_y = F_{tot} \cdot \sin(\beta - \alpha)$$

$$F_y = 292399,46 \cdot \sin(81,61 - 80)$$

$$F_y = 8250,74 \text{ N}$$

Una vez conocemos las fuerzas que se aplican sobre las orejetas, mostraremos un par de imágenes referentes a los diagramas de esfuerzos de estas y la distribución de tensiones en su perfil:

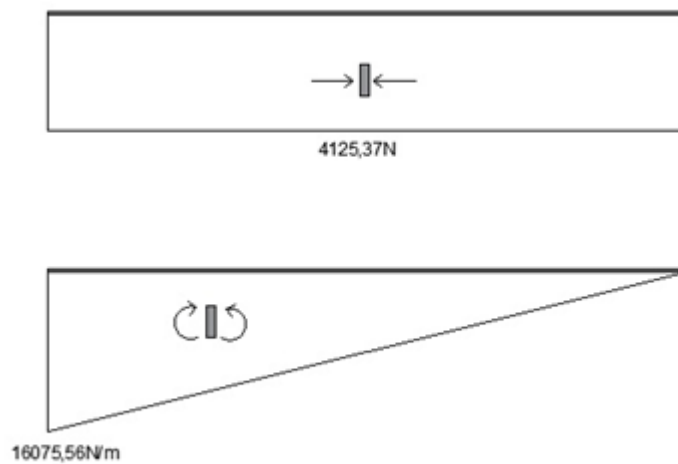


Figura D.2: Diagrama de esfuerzos de las orejetas.

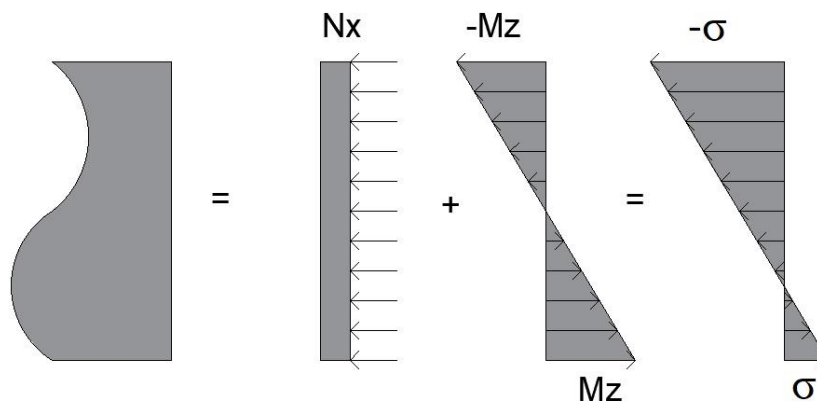


Figura D.3: Distribución de tensiones en el perfil de las orejetas.

Llegados a este punto debemos calcular el área y el módulo resistente del perfil de las orejetas en función de su anchura para calcularla más adelante.

$$A = e \cdot a$$

$$A = 30a$$

$$W_z = \frac{\frac{1}{12} \cdot e \cdot a^3}{a/2}$$

$$W_z = 5a^2$$

Calcularemos ahora la tensión máxima para después sacar la tensión normal de las orejetas y finalmente el ancho de estas.

$$C_S = \frac{\sigma_f}{2 \cdot \tau_{max}}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_f}{2}$$

$$\tau_{max} = \frac{355}{2 \cdot 2}$$

$$88,75 = \frac{\sigma_f}{2}$$

$$\tau_{max} = 88,75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = 177,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{W_z}$$

$$\sigma_f = \frac{F_y/2}{A} + \frac{(F_x/2) \cdot 110}{W_z}$$

$$177,5 = \frac{8250,74/2}{30 \cdot a} + \frac{292283,04/2}{5 \cdot a^2}$$

$$a = 135 \text{ mm}$$



## Anexo E

# Dimensionamiento de la unión entre el cilindro hidráulico y la base.

### E.1. Dimensionamiento del diámetro del bulón.

En este caso debemos tener en cuenta que la base que dimensionaremos es la misma para dos uniones diferentes, la unión entre el brazo telescópico y la base, y la unión entre el cilindro hidráulico y la base.

Dado que las dos uniones comparten el elemento principal a dimensionar, debemos tener en cuenta para el cálculo del ancho de la base todas y cada una de las acciones que recaen sobre ella. Por eso mismo, dimensionaremos en este anexo únicamente el diámetro del bulón y el espesor, para después calcular en el siguiente anexo nuevamente lo mismo, además del ancho de la base.

Así pues, nos quedaremos con el máximo espesor de los dos calculados en los diferentes anexos y con la anchura resultante que se calculará más adelante como ya hemos dicho.

Dado que esta unión también está anclada con el cilindro hidráulico como en el anexo anterior, tendremos la misma fuerza total máxima actuando en la posición de 80° de la máquina, además del mismo límite elástico para el bulón. Así pues, los cálculos serán exactamente iguales:

$$C_S = \frac{\sigma_f}{2 \cdot \tau_{max}}$$

$$\tau_{max} = \frac{F_{tot}/2}{\pi \cdot d^2/4}$$

$$\tau_{max} = \frac{340}{2 \cdot 2}$$

$$85 = \frac{292399,46/2}{\pi \cdot d^2/4}$$

$$\tau_{max} = 85 \text{ MPa}$$

$$d = 33,09 \text{ mm} = 34 \text{ mm}$$

## E.2. Dimensionamiento del espesor de la base.

El siguiente dimensionamiento será igual que el dimensionamiento de las orejetas del anterior anexo, dado que contamos con el mismo diámetro de bulón, la misma fuerza y, además, la base y las orejetas de brazo telescópico estarán compuestas del mismo material, por lo que su límite elástico será también el mismo.

Procederemos de nuevo a calcular el espesor por fallo por aplastamiento con un coeficiente de seguridad dos. Calcularemos del mismo modo la tensión máxima que puede soportar la base, seguidamente la tensión normal y finalmente el espesor.

Los cálculos realizados son los siguientes:

$$C_S = \frac{\sigma_f}{2 \cdot \tau_{max}} \qquad \tau_{max} = \frac{\sigma_a}{2}$$
$$\tau_{max} = \frac{355}{2 \cdot 2} \qquad 88,75 = \frac{\sigma_a}{2}$$
$$\tau_{max} = 88,75 \text{ MPa} \qquad \sigma_a = 177,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{F_{tot}/2}{d \cdot e}$$
$$177,5 = \frac{292399,46/2}{34 \cdot e}$$

$$e = 24,22 \text{ mm} = 25 \text{ mm}$$

## Anexo F

# Dimensionamiento de la unión entre el brazo telescópico y la base.

### F.1. Dimensionamiento del diámetro del bulón.

La fuerza con la que calcularemos los parámetros principales de esta unión no será la fuerza del cilindro como hemos venido haciendo hasta ahora, si no que será la fuerza resultante total de la reacción en dicha unión.

Para el cálculo de esta fuerza haremos un simple sumatorio de fuerzas sacando de esta manera la reacción en el eje vertical y horizontal, y posteriormente haremos su módulo para sacar la resultante.

Para el cálculo de esta reacción deberemos tener en cuenta la fuerza total máxima ejercida en la posición de 80°, las fuerzas másicas de los elementos del brazo y las fuerzas inerciales de las mismas a la misma posición.

Los datos necesarios para realizar el cálculo son los siguientes:

- Fuerza total del cilindro en la posición del brazo telescópico de 80°:

$$F_{tot} = 292399,46 \text{ N}$$

- Límite elástico del bulón:

$$\sigma_f = 340 \text{ MPa}$$

- Ángulo del cilindro hidráulico con la horizontal:

$$\beta = 81,61^\circ$$

- Peso del Brazo N.º 1:

$$P_1 = 495,21 \text{ kg} = 4853,11 \text{ N}$$

- Peso del Brazo N.º 2:

$$P_2 = 144,14 \text{ kg} = 1412,61 \text{ N}$$

- Peso del Brazo N.º 3:

$$P_3 = 161,5 \text{ kg} = 1582,73 \text{ N}$$

- Peso de la cesta y la carga máxima:

$$P_{cesta} = 330 \text{ kg} = 3234 \text{ N}$$

- Fuerza de inercia del Brazo N.º 1:

$$P_{i1} = 17,12 \text{ N}$$

- Fuerza de inercia del Brazo N.º 2:

$$P_{i2} = 12,33 \text{ N}$$

- Fuerza de inercia del Brazo N.º 3:

$$P_{i3} = 20,58 \text{ N}$$

- Fuerza de inercia de la cesta y la carga máxima:

$$P_{icesta} = 51,66 \text{ N}$$

En primer lugar, descompondremos la fuerza del cilindro hidráulico en sus componentes vertical y horizontal.

$$\begin{aligned} F_y &= F \cdot \text{sen}\beta \\ F_y &= 292399,46 \cdot \text{sen}(81,61) \\ F_y &= 289275,34 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_x &= F \cdot \cos\beta \\ F_x &= 292399,46 \cdot \cos(81,61) \\ F_x &= 42628,84 \text{ N} \end{aligned}$$

A continuación, ilustraremos el diagrama de sólido libre del brazo telescópico a la posición de 80° y teniendo en cuenta las fuerzas de inercia, para posteriormente calcular las reacciones en la unión:

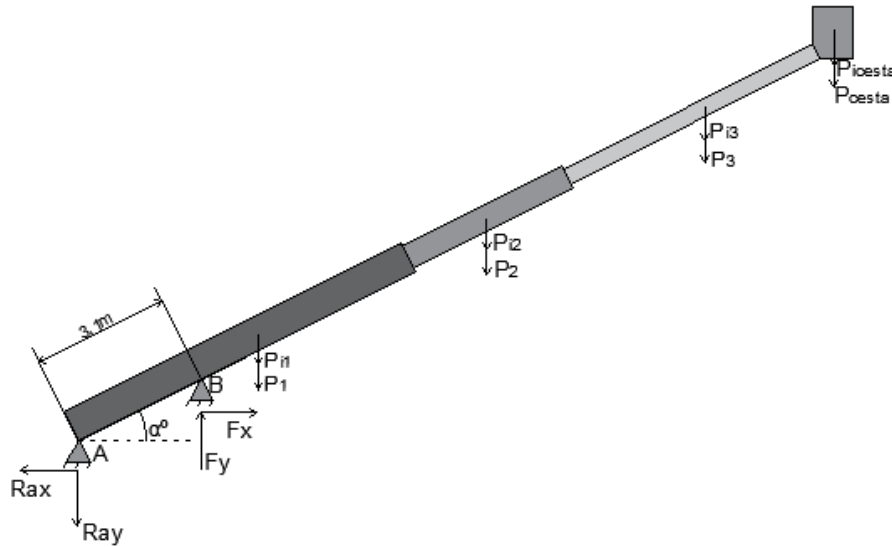


Figura F.1: Diagrama de sólido libre del brazo telescópico a 80° con fuerzas de inercia.

Como hemos mencionado, haremos el sumatorio de fuerzas en los ejes vertical y horizontal para calcular las reacciones en el punto A.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} = F_y - P_1 - P_2 - P_3 - P_{cesta} - P_{i1} - P_{i2} - P_{i3} - P_{icesta}$$

$$R_{Ay} = 289275,34 - 4853,11 - 1412,61 - 1582,73 - 3234 - 17,12 - 12,33$$

$$-20,58 - 51,66$$

$$R_{Ay} = 278091,17 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{Ax} = F_x = 42628,84 \text{ N}$$

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Ax}^2}$$

$$R_A = 281339,5 \text{ N}$$

Una vez conocemos la resultante de la reacción en la unión podemos comenzar a calcular el diámetro del bulón requerido.

$$C_S = \frac{\sigma_f}{2 \cdot \tau_{max}} \quad \tau_{max} = \frac{R_A/2}{\pi \cdot d^2/4}$$

$$\tau_{max} = \frac{340}{2 \cdot 2} \quad 85 = \frac{281339,5/2}{\pi \cdot d^2/4}$$

$$\tau_{max} = 85 \text{ MPa} \quad d = 32,45 \text{ mm} = 34 \text{ mm}$$

## F.2. Dimensionamiento del espesor de la base.

Resultaremos en este apartado con el espesor que deberá tener nuestra base. Dado que en el anexo anterior también hemos dado con un espesor para este elemento, nos quedaremos con el mayor de los dos.

Nuevamente lo obtendremos a través del fallo por aplastamiento con un coeficiente de seguridad dos.

Los datos son los expuestos a continuación:

- Fuerza total en la unión:

$$R_A = 281339,5 \text{ N}$$

- Límite elástico de la base:

$$\sigma_f = 355 \text{ MPa}$$

$$C_S = \frac{\sigma_f}{2 \cdot \tau_{max}} \qquad \tau_{max} = \frac{\sigma_a}{2}$$

$$\tau_{max} = \frac{355}{2 \cdot 2} \qquad 88,75 = \frac{\sigma_a}{2}$$

$$\tau_{max} = 88,75 \text{ MPa} \qquad \sigma_a = 177,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{R_A/2}{d \cdot e}$$
$$88,75 = \frac{281339,5 / 2}{34 \cdot e}$$

$$e = 23,3 \text{ mm} = 25 \text{ mm}$$

El resultado del espesor calculado es menor que en el anexo anterior, por lo cual, el espesor final de nuestra base será el mayor de los dos, 25 milímetros.

### F.3. Dimensionamiento del ancho de la base.

Como ya hemos mencionado con anterioridad, deberemos tener en cuenta en este dimensionamiento todas y cada una de las fuerzas que actúan sobre nuestra base. Eso quiere decir que estará implicada tanto la fuerza total del cilindro hidráulico en la parte inferior de la base, como la reacción en la parte superior.

Como podemos comprobar en la tabla de resultados de la memoria, la posición más desfavorable para la base en la posición de 0°. Dado que es una posición diferente a la de los apartados anteriores tenemos que volver a calcular las reacciones emergentes en el punto A o parte superior de la base.

Haremos este cálculo basándonos en el fallo por flexión y compresión, con un coeficiente de seguridad de dos.

Los datos necesarios son los siguientes, además de todas las fuerzas másicas citadas como dato en apartados anteriores del anexo:

- Fuerza total del cilindro en la posición del brazo telescópico a -5°:

$$F_{tot} = 252017,34 \text{ N}$$

- Ángulo del cilindro hidráulico con la horizontal:

$$\beta = 10,95^\circ$$

- Límite elástico de la base:

$$\sigma_f = 355 \text{ MPa}$$

- Fuerza de inercia del Brazo N.º 1:

$$P_{i1} = 115,82 \text{ N}$$

- Fuerza de inercia del Brazo N.º 2:

$$P_{i2} = 83,05 \text{ N}$$

- Fuerza de inercia del Brazo N.º 3:

$$P_{i3} = 138,59 \text{ N}$$

- Fuerza de inercia de la cesta y la carga máxima:

$$P_{icesta} = 347,92 \text{ N}$$

En primer lugar, calcularemos el área y el módulo resistente de la base en función de su anchura. No tendremos en cuenta a la hora del cálculo la chapa posterior que llevara implementada la base, únicamente tendremos en cuenta las chapas laterales de la misma.

$$A = e \cdot a$$

$$A = 30a$$

$$W_z = \frac{\frac{1}{12} \cdot e \cdot a^3}{a/2}$$

$$W_z = 5a^2$$

Descompondremos ahora la fuerza del cilindro hidráulico en sus componentes vertical y horizontal en la posición mencionada del brazo telescópico a  $-5^\circ$ .

$$F_y = F \cdot \text{sen}\beta$$

$$F_y = 252017,34 \cdot \text{sen}(10,95)$$

$$F_y = 47888,8 \text{ N}$$

$$F_x = F \cdot \cos\beta$$

$$F_x = 252017,34 \cdot \cos(10,95)$$

$$F_x = 247425,54 \text{ N}$$

Una vez conocemos las dos componentes de la fuerza del cilindro podemos comenzar a hacer el sumatorio de fuerzas para saber cuáles son las reacciones en el punto A. Ilustraremos antes el diagrama de sólido libre del brazo telescópico en la posición de  $-5^\circ$ :

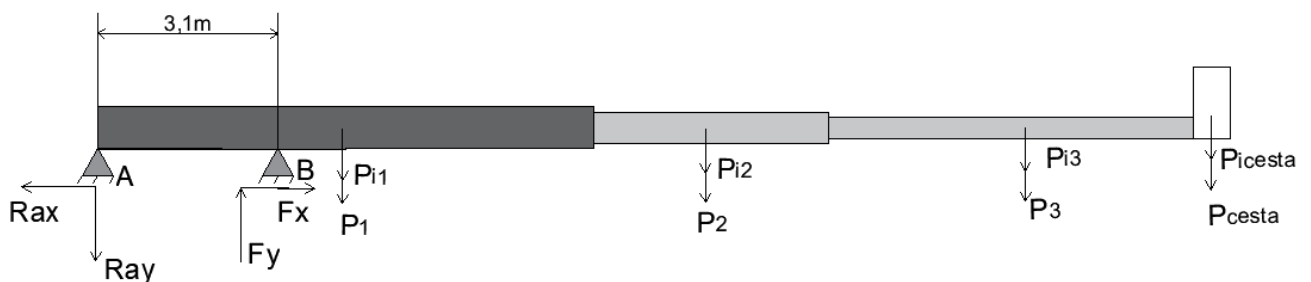


Figura F.2: Diagrama de sólido libre del brazo telescópico a  $0^\circ$  con fuerzas de inercia.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} = F_y - P_1 - P_2 - P_3 - P_{cesta} - P_{i1} - P_{i2} - P_{i3} - P_{icesta}$$

$$R_{Ay} = 47888,8 - 4853,11 - 1412,61 - 1582,73 - 3234 - 115,82 - 83,05$$

$$-138,59 - 347,92$$

$$R_{Ay} = 36112,65 \text{ N}$$



$$\sum F_x = 0$$

$$R_{Ax} = F_x = 247425,54 \text{ N}$$

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Ax}^2}$$

$$R_A = 250047,04 \text{ N}$$

A continuación, se expone en la siguiente imagen el diagrama de sólido libre de la base para posteriormente mostrar su diagrama de esfuerzos, además de la distribución de tensiones que tendrá el perfil de cada uno de los dos lados de la base:

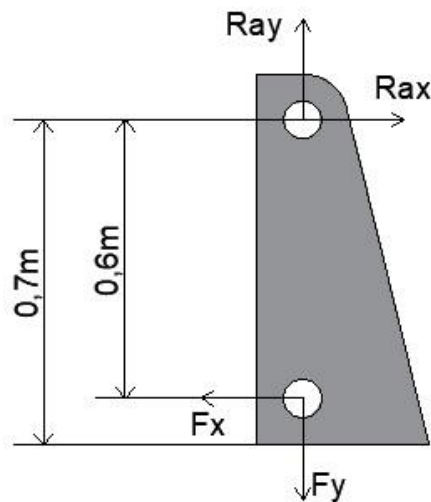


Figura F.3: Diagrama de sólido libre de la base.

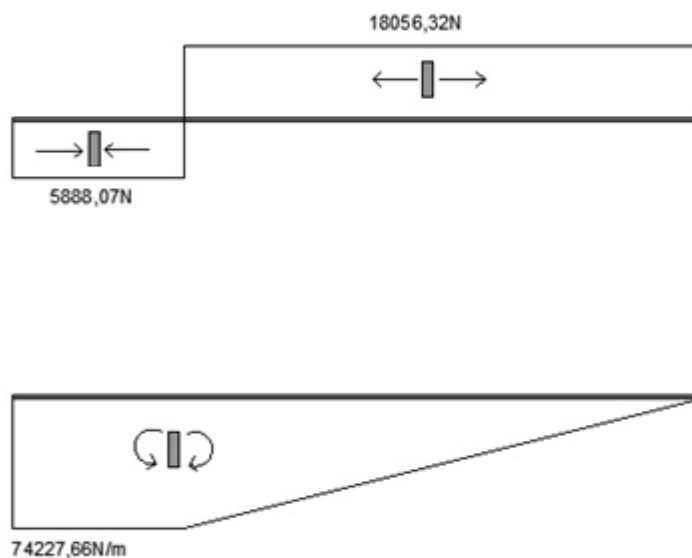


Figura F.4: Diagrama de esfuerzos de la base.

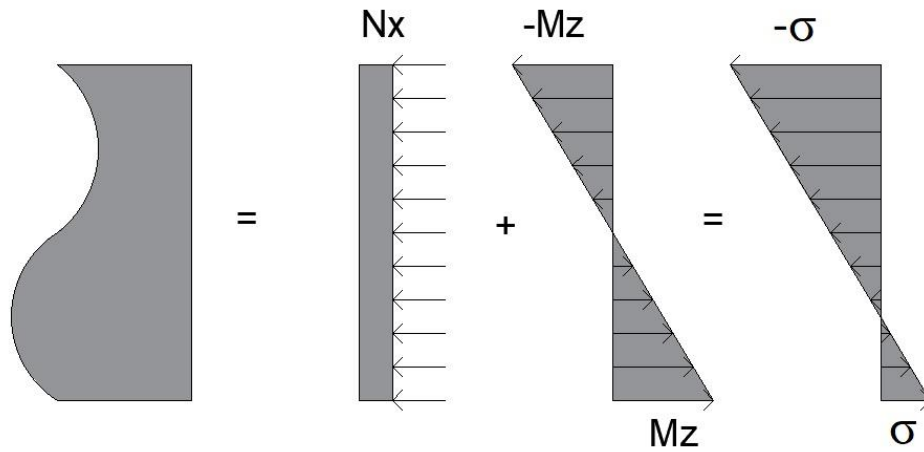


Figura F.5: Distribución de tensiones en el perfil de la base.

Finalmente, y concluyendo el dimensionamiento de la base, calcularemos la tensión máxima que puede soportar la base, para posteriormente calcular la tensión normal en función de su anchura.

$$C_S = \frac{\sigma_f}{2 \cdot \tau_{max}} \quad \tau_{max} = \frac{\sigma_f}{2}$$

$$\tau_{max} = \frac{355}{2 \cdot 2} \quad 88,75 = \frac{\sigma_f}{2}$$

$$\tau_{max} = 88,75 \text{ MPa} \quad \sigma_f = 177,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{W_z}$$

$$\sigma_f = \frac{\frac{F_y}{2} - \frac{R_{Ay}}{2}}{A} + \frac{\frac{R_{Ax}}{2} \cdot 700 - \frac{F_x}{2} \cdot 100}{W_z}$$

$$177,5 = \frac{5888,08}{30 \cdot a} + \frac{74227663,3}{5 \cdot a^2}$$

$$a = 289,8 \text{ mm} = 290 \text{ mm}$$

Así pues, la base tendrá un espesor de 25 milímetros, una anchura de 290 milímetros y dos perforaciones circulares donde irán los bulones de 34 milímetros de diámetro.